Turbines à gaz aéronautiques et terrestres

par **Max GIRAUD**
Ingénieur de l'École Nationale Supérieure de l'Aéronautique et de l'Espace
Ancien Chef du Département Études et Recherches aérothermodynamiques
de la Société Turboméca

et **Joël SILET**
Ingénieur de l'École Nationale Supérieure d'Ingénieurs en Constructions Aéronautiques
Chef du Service Avant-Projet et Performances de la Société Turboméca

1. Rappels théoriques ..... B 4 410 - 4
1.1 Formules générales ..... — 4
1.2 Nombres de Mach et grandeurs d'arrêt ou totales dans un gaz parfait ..... — 4
1.3 Fonction de débit ..... — 5
1.4 Travaux et rendements de compression ..... — 5
1.5 Travaux et rendements de détente ..... — 6
1.6 Efficacités diverses ..... — 6
1.7 Propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz de combustion ..... — 7
1.8 Variables réduites ..... — 8
1.9 Lois d'échelle ..... — 8

2. Configurations de base ..... — 8

3. Turbomoteurs ..... — 9
3.1 Différents types de turbomoteurs ..... — 9
3.1.1 Architectures ..... — 9
3.1.2 Utilisations ..... — 11
3.2 Comparaison entre les turbomoteurs et les moteurs alternatifs ..... — 12
3.3 Principaux types de cycles thermodynamiques ..... — 12
3.4 Caractérisation des organes ..... — 13
3.4.1 Entrée d'air ..... — 14
3.4.2 Compresseurs ..... — 14
3.4.3 Chambre de combustion ..... — 17
3.4.4 Turbines ..... — 19
3.4.5 Échangeur de chaleur ..... — 22
3.4.6 Tuyère d'échappement ..... — 23
3.5 Caractérisation des performances d'un turbomoteur ..... — 23
3.5.1 Turbine liée ..... — 24
3.5.2 Turbine libre ..... — 26
3.5.3 Turbine à échangeur de chaleur ..... — 28
3.5.4 Turbomoteur à cycle fermé ..... — 29
3.6 Fonctionnement hors adaptation ..... — 31
3.6.1 Diagrammes du compresseur et de la turbine ..... — 31
3.6.2 Fonctionnement d'une turbine liée ..... — 32
3.6.3 Fonctionnement d'une turbine libre ..... — 34
3.6.4 Fonctionnement d'un turbomoteur à cycle fermé ..... — 35
3.6.5 Dossier performances ..... — 37
3.7 Éléments de choix d'un turbomoteur ..... — 37
3.7.1 Applications aéronautiques ..... — 37
3.7.2 Applications terrestres ..... — 39
3.7.3 Groupes Auxiliaires de puissance (GAP) ..... — 39

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

*Les **turbines à gaz** font partie de la catégorie des **TURBOMACHINES** définies par **Rateau** comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent.*

***Selon le type de fluide utilisé**, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une **turbine hydraulique**, une **turbine à vapeur** ou une **turbine à gaz**. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide, liquide ou gazeux.*

***Selon le type d'énergie délivrée**, les **turbines à gaz** se répartissent en deux classes : d'une part, les **turbomoteurs** fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les **turboréacteurs** fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.*

***Dans cet article**, on se limitera aux **machines de faibles et moyennes puissances unitaires (de l'ordre de 200 à 20 000 kW)**, puissances qui constituent le domaine privilégié de la turbine à gaz. On n'étudiera donc pas les cycles combinés entre turbine à gaz et cycles à vapeur réservés aux grandes installations de production d'énergie électrique. Il en sera de même pour les machines mixtes essayant de combiner moteurs à piston et turbines à gaz (générateurs Pescara, dits à pistons libres, procédé Hyperbar concernant la haute suralimentation des moteurs diesel, etc.) et pour le turbocompresseur de suralimentation des moteurs alternatifs. Pour tous ces sujets, on se reportera utilement aux articles spécialisés dans ce traité. On abordera toutefois l'étude des turbines à cycle fermé, mais sans s'étendre sur les applications qui relèvent principalement des domaines très spéciaux de l'énergie nucléaire et de l'industrie de l'espace.*

*C'est dans l'**aéronautique** que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères.*

*Parmi les **utilisations non aéronautiques**, très diversifiées, on peut citer :*

*— les **turboalternateurs**, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;*

*— les **turbopompes**, utilisées dans les stations de pompage et de recompression des gazéoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore, bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;*

*— la **traction terrestre**, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ;*

*— les **installations industrielles dites à énergie totale** où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ;*

*— les **groupes auxiliaires de puissance ou GAP** (APU pour les Anglo-Saxons) constituent enfin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbotrains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions).*

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Notations et symboles

Symbole	Unité	Signification
a	m/s	vitesse locale du son
C_H	kg/h	consommation horaire de carburant : $C_H = 3\,600\ d_{carb}$
c_p, c_V	J/(kg · K)	capacités thermiques massiques à pression, volume constants
d_{carb}	kg/s	débit de carburant
$d_{carb.b}$	kg/s	débit de carburant brûlé
E	J/kg	travail (ou énergie) massique du fluide
E_a	J/kg	travail sur l'arbre
EC	nombre	efficacité d'échangeur de chaleur
E_c, E_t	J/kg	travail réel de compression, de détente
$E_{c\,is}$, $E_{t\,is}$	J/kg	travail de compression, de détente isentropique
$E_{c\,ith}$, $E_{t\,ith}$	J/kg	travail de compression, de détente isothermique
$E_{c\,p}$, $E_{t\,p}$	J/kg	travail de compression, de détente polytropique
E_i	J/kg	travail interne
F_n	N	poussée nette du turboréacteur
F_b	N	poussée brute du turboréacteur
F_i	N	poussée interne
F_{nfm}	N	poussée nette du fuseau moteur
H	J/kg	enthalpie massique totale
h	J/kg	enthalpie massique
k	nombre	exposant polytropique
Ma	nombre	nombre de Mach
N	tr/min	vitesse de rotation
N_g	tr/min	vitesse de rotation du générateur de gaz
N_{tl}	tr/min	vitesse de rotation de la turbine libre
P, p	Pa	pression totale, statique
Q	J/kg	énergie calorifique échangée par unité de masse
q	kg/s	débit de gaz
Q_{ith}	J/kg	énergie calorifique échangée en évolution isothermique
r	J/(kg · K) m	constante des gaz rayon
S	m^2	surface
s	J/(kg · K)	entropie massique
T, t	K	température totale, statique
T_{car}	N	traînée de carène
∂T_{add}	N	correctif de poussée dû à la traînée additive
∂T_{car}	N	correctif de poussée dû à la traînée de carène
u	m/s	vitesse d'entraînement
V	m^3	volume de gaz
v	m/s	vitesse absolue du fluide
W	W	puissance
W_m	W	puissance totale fournie par le moteur

Nota :
— L'exposant ' indique que la grandeur qui s'y rapporte est liée au système relatif.
— Les matériaux figurent en général sous leur symbole AFNOR suivi entre parenthèses d'une désignation plus connue.

Notations et symboles

Symbole	Unité	Signification
W_p	W	puissance perdue
W_{pr}	W	puissance de propulsion
α	nombre	rapport air/carburant ($\alpha = d_{carb.b}/q$)
γ	nombre	exposant isentropique
$\partial\varphi r$	J/kg	travail massique des frottements dans le système relatif
Φ		fonction d'entropie
ρ	kg/m^3	masse volumique
η_{01}	nombre	efficacité de l'entrée d'air
$\eta_{c\,is}$, $\eta_{t\,is}$	nombre	rendement de compression, de détente isentropique
η_{comb}	nombre	efficacité de combustion
$\eta_{c\,p}$, $\eta_{t\,p}$	nombre	rendement de compression, de détente polytropique

Nota :
— L'exposant ' indique que la grandeur qui s'y rapporte est liée au système relatif.
— Les matériaux figurent en général sous leur symbole AFNOR suivi entre parenthèses d'une désignation plus connue.

Liste des Indices

	Indices numériques des plans de référence
0	infini amont
1	entrée compresseur
2	sortie compresseur
3	entrée turbine du générateur de gaz
4	sortie turbine du générateur de gaz
4,3	entrée turbine de puissance (ou tuyère)
4,4	sortie turbine de puissance
5	sortie tuyère
	Indices alphabétiques inférieurs
a	air (ou arbre)
c	compression
car	carène (partie extérieure)
carb	carburant
ce, cs	entrée, sortie du flux chaud
chd, fd	chaud, froid
crit	critique
fe, fs	entrée, sortie du flux froid
g	gaz de combustion (ou générateur de gaz)
gl	global
i	interne (au système thermodynamique)
is	isentropique
nom	nominal
p	polytropique
pr	propulsif
st	stœchiométrique
t	détente
th	thermique
u	composante tangentielle
x	composante axiale

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

1. Rappels théoriques

Nota : pour plus de détails, le lecteur pourra se référer à des ouvrages de thermodynamique générale.

1.1 Formules générales

Les formules et notions théoriques rappelées ci-après sont celles strictement nécessaires aux calculs des cycles et performances des turbines à gaz. Leur établissement figure dans l'article *Théorie générale des turbomachines* [B 4 400] de ce traité.

Enthalpie totale

Par définition :

$$H = h + \frac{v^2}{2} \quad \text{(énergie potentielle négligée)} \qquad (1)$$

Historique

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes.

La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevète un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX e siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire. On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentait avec raison cette évolution : *« Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbomotrices à gaz »*.

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

Premier Principe de la thermodynamique

Appliqué aux turbomachines, il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide :

$$E_i + Q = \Delta H = H_2 - H_1 \qquad (2)$$

En écoulement adiabatique ($Q = 0$), cette relation devient :

$$E_i = \Delta H = H_2 - H_1 \qquad (3)$$

soit :

— pour un compresseur :

$$E_c = H_2 - H_1 > 0 \qquad (4)$$

— pour une turbine :

$$E_t = H_2 - H_1 < 0 \qquad (5)$$

— pour une tuyère ($E_i = 0$) :

$$H_2 = H_1 \qquad (6)$$

Le **théorème d'Euler** établit l'expression du travail sur l'arbre E_a fourni ($E_a < 0$) ou reçu ($E_a > 0$) par chaque kilogramme de fluide traversant une grille d'aubages mobiles :

$$E_a = \Delta_1^2 (\vec{u} \cdot \vec{v}) \qquad (7)$$

Si l'on néglige l'influence des fuites internes, on a entre l'entrée et la sortie d'un étage de turbomachine $E_a = E_i$, d'où selon la relation (3) :

$$E_a = H_2 - H_1 = u_2 \, v_{u2} - u_1 \, v_{u1} \qquad (8)$$

les indices (1) et (2) étant respectivement relatifs à l'amont et à l'aval de la roue.

L'**équation dynamique fondamentale d'un écoulement** dans le système relatif attaché au rotor s'écrit, sous forme différentielle :

$$\mathrm{d}\left(\frac{v'^2 - u^2}{2}\right) + \frac{\mathrm{d}p}{\rho} + \partial\varphi r = 0 \qquad (9)$$

ou encore, en négligeant les pertes de charge $\partial\varphi r$:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\rho} = u\,\mathrm{d}u - v'\mathrm{d}v' \qquad (10)$$

Loi de Poisson (valable pour les écoulements isentropiques, c'est-à-dire adiabatiques et réversibles d'un gaz parfait) :

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = Cte \quad \text{ou} \quad \frac{p}{t^{\gamma/\gamma-1}} = Cte \quad \text{ou} \quad \frac{t}{\rho^{\gamma-1}} = Cte \qquad (11)$$

1.2 Nombres de Mach et grandeurs d'arrêt ou totales dans un gaz parfait

Pour caractériser la vitesse des écoulements gazeux, on utilise souvent le nombre de Mach :

$$Ma = \frac{v}{a}$$

avec a vitesse du son telle que :

$$a = \sqrt{\gamma r t}$$

$$r\,[\mathrm{J/(kg \cdot K)}] = \frac{8\,314{,}4}{M\,(\mathrm{g/mole})} \qquad (12)$$

Considérons maintenant un ***écoulement qui n'échange ni chaleur ni travail avec l'extérieur***. Un observateur entraîné à la vitesse du fluide relèverait des *températures et pressions statiques t* et *p*, seules

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

grandeurs physiques réelles. Au contraire, un observateur fixe, faisant face à l'écoulement, mesurerait des *valeurs dites d'arrêt ou totales* ou encore génératrices :

— température totale $$T = t + \frac{v^2}{2c_p} \quad (13)$$

— pression totale $$P = p\left(\frac{T}{t}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (14)$$

cette dernière supposant que le retour au repos s'effectue de façon réversible.

Ces grandeurs s'expriment aussi en fonction du nombre de Mach de l'écoulement :

$$T = t\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\,Ma^2\right) \quad (15)$$

$$P = p\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\,Ma^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (16)$$

Pour l'écoulement considéré, la relation (6), compte tenu de la définition de l'enthalpie totale, peut s'écrire :

$$h_2 + \frac{v_2^2}{2} = h_1 + \frac{v_1^2}{2}$$

En utilisant la relation $\mathrm{d}h = c_p \mathrm{d}t$, il vient :

$$t_2 + \frac{v_2^2}{2c_p} = t_1 + \frac{v_1^2}{2c_p} \quad (17)$$

d'où $$\boldsymbol{T_2 = T_1 = Cte}$$

Si, en outre, l'écoulement est réversible, l'équation (11) peut s'appliquer comme suit :

$$\frac{P_1}{T_1^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{p_1}{t_1^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{p_2}{t_2^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{P_2}{T_2^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (18)$$

et $$\boldsymbol{P_2 = P_1 = Cte} \quad (19)$$

Ainsi, pour tout écoulement d'un gaz parfait qui n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur :

— même en présence de pertes, la température totale se conserve ;

— si l'écoulement est sans pertes (donc isentropique), la pression totale se conserve aussi.

Pour les ***écoulements adiabatiques qui échangent du travail*** (compresseurs et turbines), par application de (3), on obtient :

$$\boldsymbol{W_i = qE_i = q(H_2 - H_1)} \quad (20)$$

soit, encore (si c_p est constant) :

$$\boldsymbol{W_i = qc_p(T_2 - T_1)} \quad (21)$$

1.3 Fonction de débit

Le débit-masse qui passe au travers d'une surface S normale à l'écoulement s'exprime par la relation :

$$q = \rho S v \quad (22)$$

En faisant apparaître le nombre de Mach au lieu de la vitesse v et les grandeurs totales de l'écoulement, on obtient l'expression du débit réduit $\frac{q\sqrt{T}}{P}$:

$$\frac{q\sqrt{T}}{P} = \sqrt{\frac{\gamma}{r}}\,\mu(Ma)S \quad (23)$$

avec $$\mu(Ma) = Ma\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\,Ma^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (24)$$

L'équation (23) permet de calculer le débit en fonction du nombre de Mach, ou l'inverse, lorsque les conditions génératrices sont connues.

La fonction $\mu(Ma)$ passe par un maximum pour $Ma = 1$: il y a donc un débit qu'on ne peut dépasser, c'est le *débit de blocage* ou *débit sonique* ou *débit limite*.

Par différentiation de l'équation (23), on obtient :

$$S\,\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}Ma}\,\mathrm{d}Ma + \mu\,\mathrm{d}S = 0$$

La condition $Ma = 1$ entraîne $\mathrm{d}\mu/\mathrm{d}Ma = 0$, donc $\mathrm{d}S = 0$, ce qui démontre que l'écoulement sonique ne peut se rencontrer qu'en un col géométrique, c'est-à-dire là où l'écoulement passe par un minimum de section. Mais la réciproque de cette importante propriété n'est pas vraie : tout col ($\mathrm{d}S = 0$) n'est que le siège d'un extremum de vitesse ($\mathrm{d}Ma = 0$) sans que nécessairement $\mathrm{d}\mu/\mathrm{d}Ma = 0$.

1.4 Travaux et rendements de compression

Pour une transformation réversible isotherme, le travail de compression par unité de débit s'exprime par :

$$E_{\mathrm{c\,ith}} = r\,T_1 \ln\frac{P_2}{P_1} \quad (25)$$

La quantité de chaleur échangée pour maintenir l'isothermie s'en déduit immédiatement :

$$Q_{\mathrm{ith}} = -E_{\mathrm{c\,ith}}$$

En pratique, cette transformation n'est pas réalisable ; on la remplace par une suite de compressions adiabatiques et de refroidissements isobares.

Pour une transformation adiabatique, intéressant encore un débit unitaire, le *travail réel de compression* est fourni par les relations (20) et (21) :

$$E_{\mathrm{c}} = H_2 - H_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (26)$$

Le *travail de compression isentropique* est égal à :

$$E_{\mathrm{c\,is}} = H_{2\,\mathrm{is}} - H_1 = c_p(T_{2\,\mathrm{is}} - T_1) \quad (27)$$

Il peut s'exprimer en fonction des pressions puisque, pour cette transformation réversible, la relation (18) donne :

$$\frac{T_{2\,\mathrm{is}}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (28)$$

d'où $$E_{\mathrm{c\,is}} = c_p T_1\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] \quad (29)$$

Les expressions (26) et (27) sont approchées car elles supposent la constance de c_p, mais elles sont, cependant, valables dans la plupart des cas si on utilise la valeur moyenne de c_p. Pour effectuer

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

un calcul rigoureux, on emploie les fonctions d'entropie Φ (fournies par des abaques) définies par l'expression suivante :

$$\Phi = \frac{\lg e}{r} \int_{T_0}^{T} \frac{c_p \, dT}{T} \quad (\text{avec } e = 2{,}718) \tag{30}$$

T_0 étant une température de référence, généralement le zéro absolu.

Pour ce faire, on part de la définition de l'entropie sous forme différentielle :

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - r \frac{dP}{P} = 0 \tag{31}$$

L'intégration de cette équation donne :

$$\Phi_{2\,\text{is}} = \Phi_1 + \lg \frac{P_2}{P_1} \tag{32}$$

Connaissant $\Phi_{2\,\text{is}}$, on en tire $T_{2\,\text{is}}$ et les tables d'enthalpie fournissent $H_{2\,\text{is}}$. La relation (27) donne alors :

$$E_{c\,\text{is}} = H_{2\,\text{is}} - H_1 \tag{33}$$

On peut aussi considérer les ***évolutions polytropiques***. Ces transformations réversibles, non adiabatiques, aboutissent par définition au même état final (P_2, T_2) que la transformation réelle. elles obéissent à la loi :

$$\frac{P}{T^{\frac{k}{k-1}}} = Cte \tag{34}$$

analogue à la loi isentropique de la relation (18) mais où k remplace γ. L'exposant polytropique k est défini par la relation tirée de (34) :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\lg (T_2/T_1)}{\lg (P_2/P_1)} \tag{35}$$

Le travail de compression polytropique a pour valeur :

$$\begin{aligned} E_{c\,p} &= \frac{k}{k-1} \, rT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ &= \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot c_p \, (T_2 - T_1) \end{aligned} \tag{36}$$

Les *rendements* de compression se définissent en comparant les évolutions réversibles aux évolutions réelles. On a donc par définition :

— rendement isentropique :

$$\eta_{c\,\text{is}} = \frac{E_{c\,\text{is}}}{E_c} \tag{37}$$

— rendement polytropique :

$$\eta_{c\,p} = \frac{E_{c\,p}}{E_c} \tag{38}$$

1.5 Travaux et rendements de détente

Les formules concernant la détente présentent une grande analogie avec celles relatives à la compression.

Ainsi, le travail fourni par la turbine au cours d'une détente réversible isotherme est :

$$E_{t\,\text{ith}} = r \, T_3 \ln \frac{P_3}{P_4} \tag{39}$$

Pour les détentes isentropiques, les formules (26), (27), (28) et (29) de la compression deviennent :

$$E_t = H_3 - H_4 = c_p (T_3 - T_4) \tag{40}$$

$$E_{t\,\text{is}} = H_3 - H_{4\,\text{is}} = c_p (T_3 - T_{4\,\text{is}}) \tag{41}$$

$$\frac{T_{4\,\text{is}}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{42}$$

$$E_{t\,\text{is}} = c_p T_3 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \tag{43}$$

Entropie et fonctions d'entropie [relations (30) et (31)] sont bien sûr valables pour les compressions et détentes. Les relations (32) et (33) adaptées aux détentes deviennent :

$$\Phi_{4\,\text{is}} = \Phi_3 - \lg \frac{P_3}{P_4} \tag{44}$$

$$E_{t\,\text{is}} = H_3 - H_{4\,\text{is}} \tag{45}$$

La relation (34) reste valable pour les détentes polytropiques, l'exposant polytropique devenant :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\ln (T_4/T_3)}{\ln (P_4/P_3)} \tag{46}$$

Les travaux de détente polytropique s'expriment par :

$$\begin{aligned} E_{t\,p} &= \frac{k}{k-1} \, rT_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right] \\ &= \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot c_p \, (T_3 - T_4) \end{aligned} \tag{47}$$

Les rendements de détente se définissent en comparant les évolutions réelles aux évolutions réversibles. On a donc, par définition :

$$\eta_{t\,\text{is}} = \frac{E_t}{E_{t\,\text{is}}} \tag{48}$$

$$\eta_{t\,p} = \frac{E_t}{E_{t\,p}} \tag{49}$$

1.6 Efficacités diverses

■ L'**entrée d'air** des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possibles : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. L'infini amont est caractérisé par les conditions statiques p_0 et t_0, et le nombre de Mach de vol Ma_0. Entre ce plan et l'entrée du compresseur, il n'y a aucun apport de travail ou de chaleur, donc l'enthalpie est conservée :

$$H_1 = H_0 = h_0 + \frac{v_0^2}{2}$$

soit

$$T_1 = T_0 = t_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \, Ma_0^2 \right) \tag{50}$$

En l'absence de toute irréversibilité, la compression isentropique entre les plans 0 et 1 donne :

$$P_{1\,\text{is}} = P_{0\,\text{is}} = p_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \, Ma_0^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \tag{51}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

En réalité, des pertes sont toujours présentes ; elles diminuent la pression totale idéale et l'on obtient la pression P_1 telle que :

$$\eta_{01} = \frac{P_1}{P_{1\,\mathrm{is}}} \leqslant 1 \qquad (52)$$

η_{01} est l'*efficacité de l'entrée d'air*, appelée aussi *rendement de manche ou d'admission*.

Les pertes sont de deux catégories :

— les pertes internes : frottements sur les parois de l'entrée, sillages des bras de carters, décollements éventuels, etc. Ces pertes sont faibles, généralement inférieures à 1 % et parfois négligées ;

— les pertes externes : liées au champ aérodynamique autour du moteur. Ces pertes deviennent importantes pour les moteurs montés sur des avions supersoniques : ondes de choc dues au fuselage, à l'aile, aux fuseaux moteurs, etc. Elles dépendent en premier lieu du Mach de vol, mais également du type de la prise d'air choisie, des conditions de vol (incidences, dérapage), du régime moteur.

Pour les calculs généraux des cycles, on utilise en aéronautique une formule qui donne une *valeur moyenne de l'efficacité de l'entrée* uniquement en fonction de Ma_0 :

$$\left.\begin{array}{l} \text{pour } Ma_0 > 1,\ \eta_{01} = 1 - 0{,}075\,(Ma_0 - 1)^{1{,}35} \\ \text{pour } Ma_0 \leqslant 1,\ \eta_{01} = 1 \end{array}\right\} \qquad (53)$$

■ Dans la **chambre de combustion** est introduit le débit de carburant d_{carb} ; mais la combustion n'étant pas parfaite, il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement et seul le débit de carburant brûlé $d_{\mathrm{carb.b}}$ apporte de l'énergie au fluide actif. L'*efficacité ou rendement de combustion* est donc :

$$\eta_{\mathrm{comb}} = \frac{d_{\mathrm{carb.b}}}{d_{\mathrm{carb}}} \qquad (54)$$

Au régime nominal, sa valeur est très élevée, généralement :

$$0{,}99 \leqslant \eta_{\mathrm{comb}} \leqslant 1{,}00$$

Aux régimes de ralenti ou en fonctionnement à haute altitude, η_{comb} peut descendre à 0,90 voire 0,80.

■ Dans un **échangeur de chaleur**, le flux chaud se refroidit de la température d'entrée T_{ce} à la température de sortie T_{cs} en cédant de la chaleur au flux froid dont la température s'élève de T_{fe} à l'entrée à T_{fs} à la sortie.

L'efficacité EC de l'échangeur est donnée par sa formule de définition :

$$EC = \frac{T_{\mathrm{fs}} - T_{\mathrm{fe}}}{T_{\mathrm{ce}} - T_{\mathrm{fe}}} \qquad (55)$$

Dans la pratique, EC varie de 0,60 à 0,85 et est surtout fonction des surfaces d'échanges, soit, pour une technologie donnée, des dimensions et de la masse de l'échangeur. L'amélioration de EC se paye, de manière générale, par un accroissement des pertes de charge dans les circuits chaud et froid, ce dont il importe de tenir compte dans les calculs de cycles.

1.7 Propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz de combustion

Ces grandeurs sont fournies ci-après pour l'air et pour les gaz de combustion du kérosène dans l'air, ce carburant étant le plus utilisé dans les turbines à gaz. Plus précisément, on considère un kérosène moyen de formule chimique C_xH_y avec $y/x = 1{,}927$.

Il n'est pas possible dans le cadre de cet article de donner les caractéristiques thermodynamiques pour divers gaz et autres produits de combustion, mais on pourra se reporter à différentes publications.

■ **Pour l'air** et pour des calculs ne nécessitant pas une grande précision, on peut se contenter des valeurs approchées :

$$r = \frac{8\,314{,}4}{M(\mathrm{g/mole})} \approx 287 \qquad c_p = 1\,000 \qquad \gamma \approx \frac{7}{5} = 1{,}4$$

Les valeurs précises de γ se déduisent des c_p à partir de la relation de Mayer :

$$\frac{r}{c_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \qquad \text{d'où } \gamma = \frac{c_p}{c_p - r} \qquad (56)$$

On peut calculer c_{pa}, H_a et Φ_a pour l'air à partir de formules analytiques simples de précision suffisante (0,3 % jusque vers 1 400 K ; 1 % vers 1 800 K) et bien adaptées aux calculs sur ordinateurs. Il suffit de connaître $c_{pa}(T)$ puisque $H_a(T)$ et $\Phi_a(T)$ s'en déduisent par intégration directe :

$$H_a(T) = \int_{T_0}^{T} c_{pa}(T)\,\mathrm{d}T$$

et

$$\Phi_a(T) = \frac{\lg \mathrm{e}}{r} \int_{T_0}^{T} \frac{c_{pa}(T)}{T}\,\mathrm{d}T$$

Dans le domaine des températures intéressant les turbines à gaz (200 à 2 000 K), on peut utiliser la formulation suivante :

$$c_{pa} = 53{,}442\,\theta^4 - 29{,}355\,\theta^3 - 89{,}592\,\theta^2 + 155{,}139\,\theta + 1\,163{,}102 \qquad (57)$$

avec

$$\theta = \frac{T - 1\,125}{875} \qquad [c_{pa} \text{ en J/(kg · K)}] \qquad (58)$$

■ **Pour les gaz de combustion**, il se trouve que, pour le **kérosène**, la valeur de r est pratiquement celle de l'air sec, ce qui simplifie les calculs.

Le coefficient γ reste calculable par la relation de Mayer.

Par application des lois de mélange des gaz parfaits non réactifs, on peut écrire, en caractérisant par l'indice st la combustion théorique effectuée dans les conditions stœchiométriques :

$$c_{pg} = c_{pa} + \frac{1 + \alpha_{\mathrm{st}}}{\alpha_{\mathrm{st}}}\,\frac{\alpha}{1 + \alpha}\,(c_{p\mathrm{st}} - c_{pa}) \qquad (59)$$

$$H_g = H_a + \frac{1 + \alpha_{\mathrm{st}}}{\alpha_{\mathrm{st}}}\,\frac{\alpha}{1 + \alpha}\,(H_{\mathrm{st}} - H_a) \qquad (60)$$

$$\Phi_g = \Phi_a + \frac{1 + \alpha_{\mathrm{st}}}{\alpha_{\mathrm{st}}}\,\frac{\alpha}{1 + \alpha}\,(\Phi_{\mathrm{st}} - \Phi_a) \qquad (61)$$

avec l'indice a relatif à l'air

l'indice g relatif aux gaz de combustion issus d'un mélange carburé caractérisé par α, tel que :

$$\alpha = \frac{\text{débit de carburant brûlé } d_{\mathrm{carb.b}}}{\text{débit d'air } q} \qquad (62)$$

Pour le kérosène étudié : $\alpha_{\mathrm{st}} = 0{,}068\,23 = \dfrac{1}{14{,}66}$ (63)

Les formules (59), (60) et (61) permettent le calcul de c_{pg}, H_g, Φ_g à condition de connaître c_{pa} et $c_{p\mathrm{st}}$.

Comme pour c_{pa} on peut utiliser pour $c_{p\mathrm{st}}$ une expression analytique avec une précision du même ordre :

$$c_{p\mathrm{st}} = 39{,}359\,\theta^4 - 17{,}652\,\theta^3 - 99{,}475\,\theta^2 + 204{,}786\,\theta + 1\,292{,}626 \qquad (64)$$

avec θ donné par la formule (58) et $c_{p\mathrm{st}}$ en J/(kg · K).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

1.8 Variables réduites

Les variables réduites sont des groupements sans dimensions de variables indépendantes. Leur intérêt est de permettre une diminution du nombre des variables. Leur emploi est très répandu dans le domaine des turbines à gaz.

Variables réduites les plus courantes :

— taux de compression et de détente :

$$\frac{P_2}{P_1}, \frac{P_3}{P_4}$$

— nombre de Mach :

$$Ma = \frac{v}{a}$$

— vitesses réduites :

$$\frac{v}{\sqrt{T}}, \frac{N}{\sqrt{T}} \quad \text{ou} \quad v\sqrt{\frac{288{,}15}{T}}, N\sqrt{\frac{288{,}15}{T}}$$

— débits réduits :

$$\frac{q\sqrt{T_1}}{P_1} \quad \text{ou} \quad q\sqrt{\frac{T_1}{288{,}15}} \cdot \frac{101\,325}{P_1}$$

— travail spécifique réduit :

$$\frac{E}{T} \quad \text{ou} \quad E\,\frac{288{,}15}{T}$$

— puissance réduite :

$$\frac{W}{P\sqrt{T}} \quad \text{ou} \quad W\,\frac{101\,325}{P} \cdot \sqrt{\frac{288{,}15}{T}}$$

— débit de carburant réduit :

$$\frac{d_{carb}}{P\sqrt{T}} \quad \text{ou} \quad d_{carb}\,\frac{101\,325}{P} \cdot \sqrt{\frac{288{,}15}{T}}$$

1.9 Lois d'échelle

Ces lois permettent de comparer les performances de machines géométriquement semblables, mais de tailles différentes, lorsque l'on conserve les triangles de vitesses du fluide actif. Si, en outre, les conditions d'alimentation des machines restent les mêmes (nature du fluide actif, pressions et températures), alors les pressions, températures, masses volumiques, seront aussi identiques.

Puisque $u = \frac{N \cdot \pi \cdot 2r}{60} = Cte$, on en déduit :

$$Nr = Cte \qquad \textbf{(65)}$$

De même, l'équation de débit (22) peut s'écrire :

$$\frac{q}{S} = \rho v_x = Cte \qquad \text{ou encore} \quad \frac{q}{r^2} = Cte \qquad \textbf{(66)}$$

avec v_x composante axiale de la vitesse.

Enfin, la conservation des triangles de vitesses fixe également le travail spécifique (théorème d'Euler), donc d'après la relation (20) :

$$\frac{W}{q} = Cte$$

soit

$$\frac{W}{r^2} = Cte \qquad \textbf{(67)}$$

Les relations (65), (66) et (67) permettent d'énoncer les lois de similitude des turbines à gaz.

Pour des machines semblables, dont les dimensions sont multipliées par un facteur k, et qui sont traversées par le même fluide suivant le même champ d'écoulement :

— les vitesses de rotation sont divisées par k ;

— les débits de gaz et puissances fournies sont multipliés par k^2.

2. Configurations de base

Quel qu'en soit le type, une turbomachine est toujours constituée d'un générateur de gaz et d'un récepteur (figure 1).

La fonction du **générateur de gaz** est d'augmenter le niveau de pression et de température du fluide qui le traverse. Pour cela, il se compose d'un *compresseur*, d'une *chambre de combustion* et d'une *turbine de détente* fournissant la puissance juste nécessaire à entraîner le compresseur.

En sortie de la turbine du générateur, les gaz ont encore un niveau énergétique élevé et ils délivrent leur énergie dans un ensemble transformateur, le **récepteur**, qui peut être *soit une turbine* (cas du turbomoteur), *soit une tuyère* (cas du turboréacteur).

— *Dans le cas du turbomoteur*, l'appareil récepteur est appelé *turbine de puissance* (ou *turbine libre* ou encore turbine de travail), organe qui transforme l'énergie disponible en puissance mécanique. Une simple tuyère conduit les gaz vers l'atmosphère.

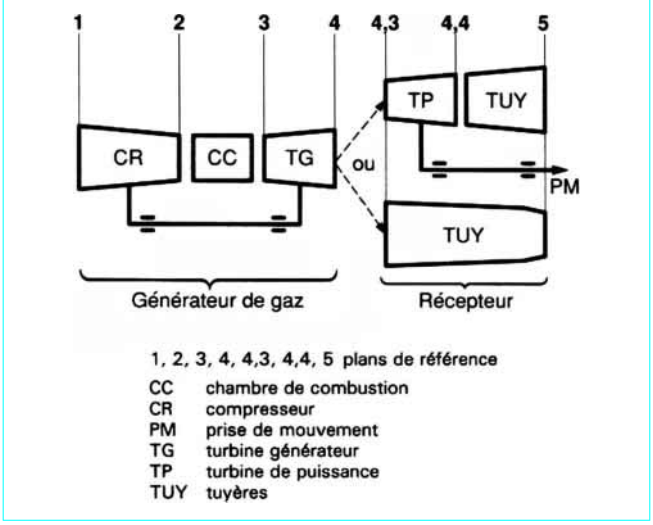


Figure 1 – Deux configurations de base : turbomoteur et turboréacteur

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

— *Dans le cas du turboréacteur*, les gaz sortant du générateur se détendent et s'accélèrent dans une *tuyère* qui transforme ainsi l'énergie disponible en énergie cinétique. L'augmentation de la quantité de mouvement du fluide au travers du turboréacteur engendre la poussée nécessaire à la propulsion du véhicule.

Ainsi, une turbomachine est le siège d'un écoulement permanent de fluide actif (l'air en général) qui :

— subit une compression au travers du compresseur (de 1 en 2) ;
— reçoit un apport calorifique dans un ensemble appelé chambre de combustion, foyer, ou plus généralement source chaude (de 2 en 3) ;
— effectue une première détente dans la turbine du générateur de gaz (de 3 en 4) ;
— puis une deuxième détente dans le récepteur qui peut être soit une turbine de puissance (de 4,3 en 4,4), soit une tuyère d'éjection (de 4,3 en 5).

Les **limitations technologiques** interviennent dans la conception des turbines à gaz et peuvent être classées en trois types selon leur origine :

— les *limitations thermiques* sont essentiellement caractérisées par la température des gaz en sortie de chambre de combustion, ou à l'entrée des turbines, points les plus chauds de la turbomachine.

Tous les constructeurs de turbines à gaz s'efforcent de repousser cette limitation en utilisant des matériaux capables de supporter des températures de plus en plus élevées et en refroidissant les aubages de turbine par des dispositifs appropriés ;

— les *limitations mécaniques* : l'ensemble tournant d'une turbine à gaz est soumis à des contraintes mécaniques qui résultent des efforts centrifuges et des efforts aérodynamiques sur les pales. Le niveau des contraintes centrifuges est souvent caractérisé par la vitesse périphérique en sommet de pale qui, pour une machine de taille donnée, détermine finalement la vitesse de rotation de l'ensemble tournant ;
— les *limitations aérodynamiques* : le fonctionnement des compresseurs est toujours limité vers les faibles débits d'air par les phénomènes de pompage ou de décrochage. Ces phénomènes, provoqués par le décollement des filets d'air aux grandes incidences, peuvent être brutaux et avoir des effets destructeurs sur les organes de la turbomachine.

Une autre source de limitation réside dans les phénomènes de vibrations aéroélastiques des aubages (interaction entre les efforts aérodynamiques et les déplacements vibratoires). Les constructeurs doivent donc faire en sorte que ces limitations se situent en dehors des domaines de fonctionnement et d'utilisation normaux du moteur.

3. Turbomoteurs

3.1 Différents types de turbomoteurs

3.1.1 Architectures

Turbine liée

La machine la plus simple est la turbine liée appelée encore **turbine fixe** ou **turbine solide** (figure 2). Elle ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul ensemble tournant, arbre sur lequel sont montés le compresseur et la turbine de détente ; le tout combine les fonctions de générateur de gaz (entraînement du compresseur) et de récepteur (prise de puissance).

La chambre de combustion peut être soit intégrée à la machine, soit séparée ; dans ce dernier cas, elle est reliée au compresseur et à la turbine par des collecteurs. Cette disposition n'est rencontrée, en pratique, que dans les installations non aéronautiques où les problèmes de masse et d'encombrement sont en général beaucoup moins critiques.

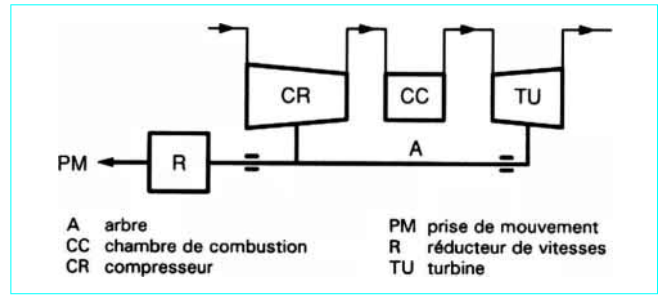


Figure 2 – Turbine liée (prise avant) : architecture

Bien souvent, un boîtier d'engrenages ou réducteur de vitesses vient compléter le turbomoteur afin de faciliter son accouplement à la machine entraînée. Selon la position du réducteur, on a affaire à un turbomoteur à prise de mouvement avant ou arrière. Sans réducteur, la turbine à gaz est dite à prise directe.

Turbine libre

Elle est constituée d'un générateur de gaz bien distinct du récepteur de puissance (figure 3).

Le générateur de gaz peut être *monocorps*, c'est-à-dire qu'il ne comporte, outre la chambre de combustion, qu'un seul rotor commun au compresseur et à la turbine ; ce dernier organe porte alors le nom de « turbine générateur » (figures 3***a*** et ***b***).

Pour les machines plus sophistiquées, généralement de plus forte puissance, le générateur de gaz peut être *double corps*, c'est-à-dire constitué de deux ensembles tournants, avec des vitesses de rotation distinctes : un corps basse pression et un corps haute pression (figure 3***c***). Ce dispositif, où les deux compresseurs fonctionnent en série, facilite la conduite de la machine lors des régimes transitoires rapides lorsque les taux de compression globaux sont élevés ; on évite ainsi de rencontrer le phénomène de pompage.

Le récepteur comprend l'organe de détente, appelé turbine de puissance, monté sur un arbre indépendant de celui du générateur de gaz et pourvu ou non d'un réducteur de vitesses. La prise de mouvement peut être avant ou arrière et l'arbre de puissance concentrique ou non à celui du générateur de gaz.

Turbines à échangeur de chaleur

Appelées aussi turbines à récupérateur, ces machines sont caractérisées par l'emploi d'un échangeur thermique qui récupère une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement de la turbine pour la transférer au fluide actif après la compression (figure 4) ; de ce fait, pour une même température à l'entrée de la turbine, l'apport de chaleur dû à la combustion est diminué, ce qui améliore le rendement thermique du moteur. Des gains de 20 à 30 % sont ainsi possibles mais au prix d'une sensible complication de la machine.

Bien qu'en principe la récupération puisse s'appliquer aussi bien aux turbines liées qu'aux turbines libres, c'est le plus souvent sur ces dernières qu'elle est utilisée mais en dehors du domaine aéronautique, où poids et encombrement la condamnent.

Compression refroidie et détente réchauffée

La **compression refroidie** permet d'augmenter la puissance spécifique et le rendement thermique du moteur en se rapprochant d'une compression isotherme moins coûteuse en énergie qu'une compression adiabatique. On réalise, par le biais d'un échangeur thermique, un refroidissement du fluide actif entre deux éléments du compresseur (figure 5***a***). Comme il est nécessaire de disposer d'un fluide réfrigérant en quantité suffisante, cette disposition ne se rencontre pratiquement que dans les installations industrielles.

En aéronautique, on utilise parfois l'injection d'eau dans le compresseur ; ce procédé qui, par vaporisation de l'eau, prélève une certaine quantité de chaleur au fluide actif est à rattacher à la compression refroidie.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

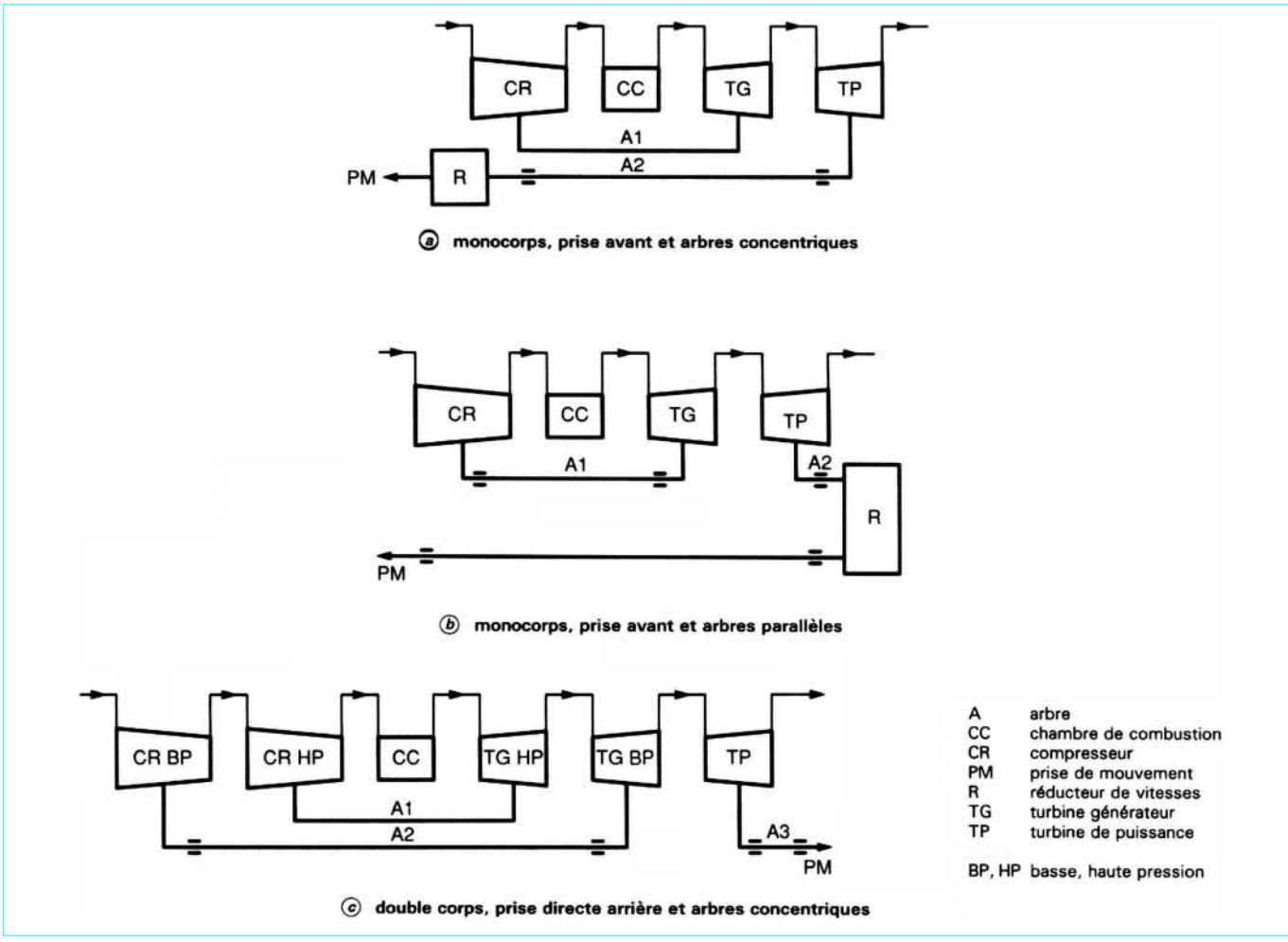


Figure 3 – Turbine libre : architectures

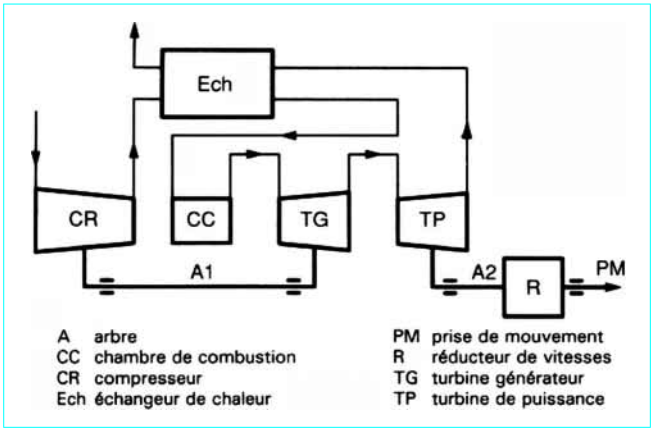


Figure 4 – Turbine à échangeur : architecture

La **détente réchauffée**, directement inspirée des turbines à vapeur dites *à resurchauffe*, permet aussi l'augmentation de la puissance spécifique et du rendement du moteur. Elle vise à effectuer une détente qui se rapproche de l'isotherme et qui produit donc plus de puissance qu'une détente adiabatique. Grâce au large excès d'air que laisse la combustion principale, il est possible de brûler dans une deuxième chambre de combustion une nouvelle quantité de carburant et de remonter ainsi le niveau de température du fluide actif avant de terminer sa détente (figure **5*b***). On peut aussi, notamment dans le cas de machines à cycles fermés, répéter l'opération par un deuxième apport de chaleur au fluide actif et utiliser, pour l'ensemble du réchauffage, des échangeurs thermiques situés entre deux détentes partielles.

Ce procédé, souvent combiné à la compression refroidie, permet d'améliorer notablement les performances mais, encore une fois, au prix d'une sérieuse complication de la machine (figure **5*c***).

Ces techniques, essentiellement utilisées dans les domaines de forte puissance, ne seront pas approfondies dans cet article (cf. article *Centrales de production d'énergie électrique à partir des combustibles fossiles* [B 1 250] dans le traité *Génie énergétique*).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

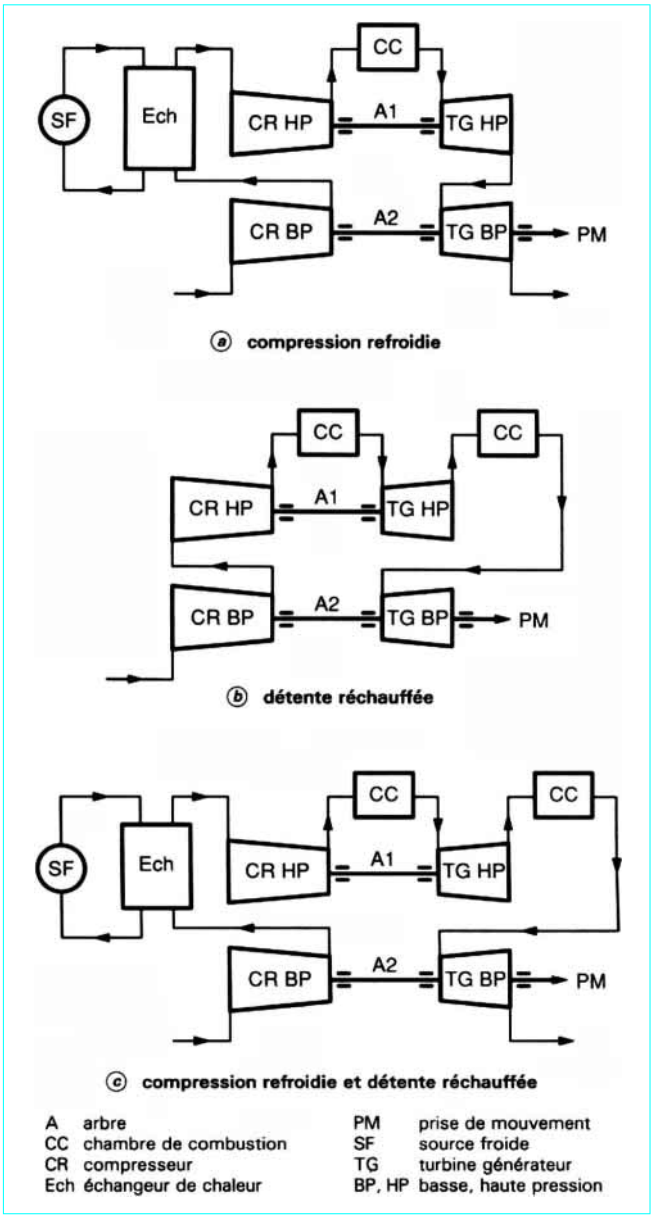


Figure 5 – Compression refroidie et/ou détente réchauffée : architectures

Cycles fermés

Dans les machines à cycles ouverts, le fluide actif (air atmosphérique) est renouvelé en permanence. Au contraire, dans les installations à cycles fermés, ce sont les mêmes particules de fluide qui parcourent indéfiniment les différents organes de la machine. La chambre de combustion est alors remplacée par un échangeur thermique qui transfère la chaleur d'une source chaude au fluide actif. Il devient indispensable de refroidir le fluide, dans un autre échangeur (radiateur ou préréfrigérant), qui joue le rôle de source froide, avant son retour à l'entrée du compresseur (figure 6).

Les dispositifs d'amélioration des cycles ouverts sont aussi applicables aux turbines à cycles fermés : récupérateur à la sortie turbine, compression refroidie et détente réchauffée.

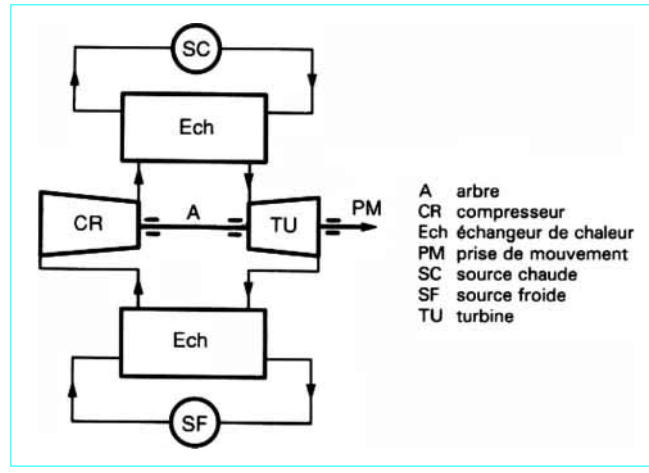


Figure 6 – Turbomoteur à cycle fermé : architecture

Les installations sont plus complexes que pour les machines à cycles ouverts mais présentent divers avantages :

— choix du fluide actif (masse moléculaire, coefficient d'échange, neutralité chimique, pureté, etc.) ;

— utilisation de tous types de sources chaudes ;

— réglage de la puissance par simple variation du niveau de pression du fluide actif qui agit directement sur le débit-masse de ce dernier (avec constance des vitesses de rotation et des rendements de cycle).

On envisage actuellement de telles installations dans des projets d'applications nucléaires et spatiales.

3.1.2 Utilisations

Bien qu'extrêmement nombreuses et variées, les principales utilisations des turbomoteurs peuvent être regroupées sous six rubriques.

— Les ***turbomoteurs d'hélicoptères*** : dans cette application, la prise de mouvement du turbomoteur est couplée aux rotors de l'hélicoptère (rotor principal et rotor de queue) par l'intermédiaire d'un boîtier d'engrenages, la boîte de transmission principale.

— Les ***turbopropulseurs*** : ce nom est donné aux turbomoteurs qui entraînent une hélice d'avion (tractrice ou propulsive), là encore par l'intermédiaire d'une boîte d'engrenages, le réducteur d'hélice. Selon les constructions, ce dernier organe fait ou non partie intégrante de la turbomachine.

— Les ***turboalternateurs*** : l'organe récepteur du turbomoteur est alors un alternateur entraîné directement ou par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesses. La formule turbine liée est généralement préférée à la turbine libre car elle permet de fournir un courant de fréquence très stable même en cas de variations fortes et brutales de l'énergie demandée.

— Les ***turbopompes*** : le récepteur est cette fois une pompe, de préférence mais non obligatoirement, du type rotatif. Dans cette catégorie on rencontre les groupes d'incendie mais aussi les groupes de pompage et de circulation largement utilisés dans l'industrie pétrolière.

— Les ***turbogénérateurs d'air comprimé*** : deux configurations apparaissent selon que l'air comprimé est fourni par un compresseur d'air entraîné, ou tout simplement prélevé sur le compresseur de la turbine à gaz.

— Les ***groupes auxiliaires de puissance (GAP)*** : ces machines combinent les fonctions de turboalternateur (génération d'électricité), de générateur d'air comprimé et aussi de production de chaleur

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

par le biais d'un récupérateur thermique installé à l'échappement. Les applications sont très diverses depuis les groupes embarqués de conditionnement d'air (aéronefs, trains), jusqu'aux groupes de mise au point et de maintenance au sol des avions, sans parler des applications militaires (véhicules blindés, radars, etc.).

3.2 Comparaison entre les turbomoteurs et les moteurs alternatifs

Dans les moteurs alternatifs, les différentes phases de l'évolution du fluide (compression, combustion, détente et échappement) se font de façon discontinue dans un seul organe, le cylindre, alors que, *dans un turbomoteur*, elles ont lieu de manière *continue dans des organes distincts*.

Il en résulte plus de commodité dans la conception des turbomoteurs pour bien adapter chaque opération aux conditions requises. Par contre, la turbine d'un tel appareil est en permanence soumise à la *température maximale du cycle* alors que, dans un cylindre de moteur alternatif, les parois prennent une température moyenne ; de ce fait, la température maximale admissible de fin de combustion est très inférieure pour un turbomoteur à celle des moteurs alternatifs : de l'ordre de 1 600 K dans un cas contre 2 500 K dans l'autre, ce qui entraîne une *pénalisation sur le rendement* des cycles théoriques.

Mais d'autres pertes (frottements mécaniques et surtout pertes thermiques dues au refroidissement du moteur) affectent beaucoup plus les moteurs alternatifs et viennent ainsi rétablir un certain équilibre entre les différents types d'appareils. En pratique, les *rendements thermiques réels* des turbomoteurs et des moteurs à allumage commandé (cycle Beau de Rochas) sont *très comparables* ; par contre, les rendements des cycles diesels restent de 20 à 30 % supérieurs à ceux d'un turbomoteur simple.

Quant aux puissances spécifiques, puissances rapportées par définition à une masse donnée de fluide actif, si celles des cycles diesels et Beau de Rochas sont sensiblement égales, elles dépassent nettement celles des turbomoteurs qui mettent en œuvre, à puissance égale, un *débit de fluide de 4 à 5 fois supérieur* à celui du moteur alternatif.

Concernant la combustion, les turbomoteurs acceptent, sans restriction, une *très grande variété de combustibles liquides et gazeux*, ce qui n'est pas le cas des moteurs alternatifs.

Du point de vue de l'installation, les turbomoteurs possèdent des avantages sur les moteurs alternatifs. Leur fonctionnement continu et la possibilité de grandes vitesses d'écoulements d'air compensent largement le handicap d'une puissance spécifique moindre, et conduisent finalement à un *encombrement et à une masse beaucoup plus faibles pour une même puissance installée*. En outre, la consommation d'eau de refroidissement est en général nulle et dans tous les cas très faible. Enfin, leur mouvement rotatif assure un *niveau général de vibrations très bas*. De même, l'insonorisation des turbomoteurs s'avère moins difficile à réaliser du fait de l'absence de basses fréquences acoustiques. À noter enfin une bien *moindre émission de polluants atmosphériques* en faveur des turbomoteurs. En particulier, pour les oxydes d'azote NO_x, la turbine répond à toutes les réglementations actuellement en vigueur avec un taux de l'ordre de 75 ppmV (en volume), à comparer aux valeurs des diesels, souvent supérieures à 500 ppmV (en volume).

En ce qui concerne leur exploitation, les turbomoteurs sont aussi très avantagés. Démarrages et montées en régime nécessitent de 1 à 3 min pour les machines aéronautiques et de 10 à 20 min pour les machines industrielles de puissances plus élevées, ce qui est très inférieur aux 2 à 4 h que réclament les grandes installations classiques à vapeur ou les diesels. Enfin, la *simplicité de conduite* permet une réduction des frais de personnel pour les installations à turbomoteurs.

Sous l'aspect de la maintenance, leur grande fiabilité et des dépenses d'entretien très réduites mettent les turbomoteurs en bonne place par rapport aux installations diesels. Par contre, si les temps d'utilisation entre révisions deviennent comparables à ceux des diesels, les coûts des révisions générales restent encore élevés.

Enfin, l'introduction sur la turbine à gaz d'un échangeur thermique, de la compression refroidie et de la détente réchauffée crée un terrain de compromis avec le diesel : bien que ces organes contribuent à l'augmentation du rendement thermique de la turbine à gaz, ils réduisent en même temps ses avantages d'encombrement, de coût d'installation et de maintenance. Leur emploi ne peut être décidé qu'après un bilan comparatif complet.

3.3 Principaux types de cycles thermodynamiques

En toute rigueur, on désigne par *cycle* une évolution thermodynamique fermée où l'état final coïncide avec l'état initial. Dans ce type de **cycle fermé**, la machine est sans cesse parcourue par les mêmes molécules de fluide.

Par abus de langage, le terme de cycle a été étendu à toute évolution thermodynamique d'ensemble : d'où la notion de **cycle ouvert** qui désigne une évolution thermodynamique où l'état final diffère de l'état initial. Cette situation se rencontre dans la plupart des turbomachines où l'air atmosphérique, jouant le rôle de fluide actif, est sans cesse renouvelé.

Par ailleurs, il est nécessaire de distinguer entre **cycle idéal** et **cycle réel**. On appelle cycle idéal, tout cycle thermodynamique dans lequel les rendements de compression et de détente sont supposés égaux à 1. En outre, les diverses pertes de charge et les vitesses d'écoulement dans chaque plan de référence sont supposées nulles (ce qui revient à confondre pressions statiques et totales). Il est évident que le cycle idéal est purement théorique et ne s'applique pas, en toute rigueur, aux machines réelles, mais il renseigne cependant sur le niveau maximal des performances.

Dans le cycle réel, les rendements de compression et de détente sont naturellement inférieurs à l'unité et les pertes de charge sont prises en compte.

On distingue **quatre principaux types de cycles**, qui peuvent être décrits sommairement à l'aide du diagramme entropique (s, T) comme le montre la figure 7.

Le **cycle ouvert idéal** (figure 7***a***) comporte :

— une compression isentropique de 1 à 2 ;
— un apport de chaleur isobare de 2 à 3 ;
— une détente isentropique de 3 à 5 (jusqu'à la pression atmosphérique).

Une partie de cette détente (de 3 à 4) libère la puissance nécessaire à la compression ; l'équilibre des puissances du compresseur et de la turbine générateur se traduit, en négligeant le débit de carburant, par :

$$H_3 - H_4 = H_2 - H_1 \qquad \textbf{(68)}$$

qui peut s'écrire :

$$H_3 - H_2 = H_4 - H_1 \qquad \textbf{(69)}$$

relation traduisant le fait que l'énergie calorifique apportée à la turbomachine sert à élever l'enthalpie totale du fluide à la traversée du générateur de gaz.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

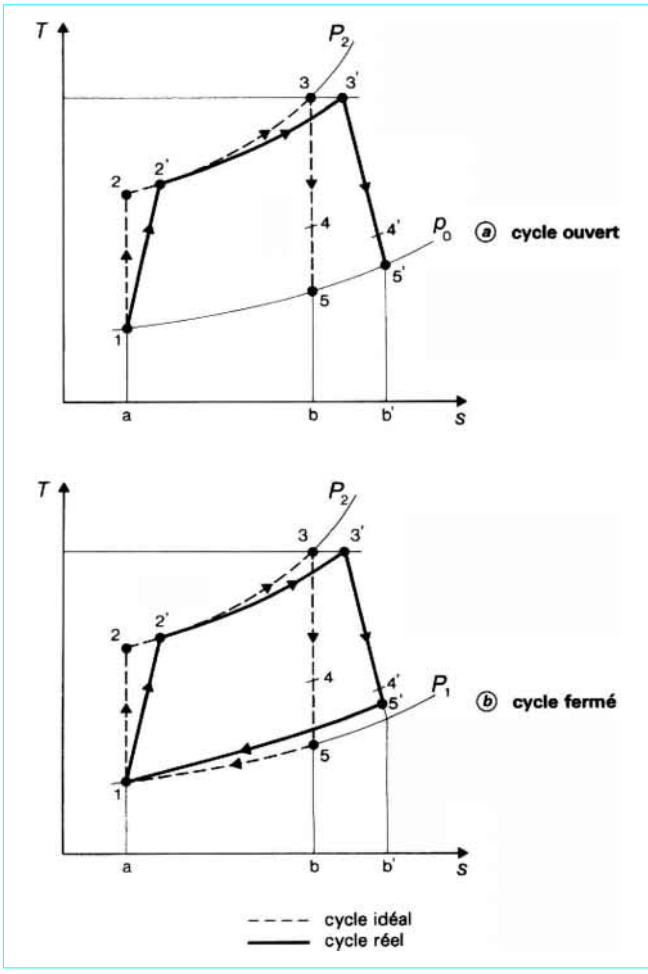


Figure 7 – Représentation dans le diagramme (*s*, *T*) des principaux types de cycles

La puissance fournie par la turbomachine est la différence entre la puissance totale mise en jeu dans la détente de 3 à 5, et la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur de 3 à 4 :

$$\frac{W_m}{q} = (H_3 - H_5) - (H_3 - H_4) = H_4 - H_5 \qquad \textbf{(70)}$$

Le rendement thermique a pour définition :

$$\eta_{th} = \frac{\text{puissance fournie par la turbomachine}}{\text{puissance apportée à la turbomachine}} \qquad \textbf{(71)}$$

Dans le diagramme (*s*, *T*), il est représenté graphiquement par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{aire}(1,2,3,5,1)}{\text{aire}(a,2,3,b,a)} \qquad \textbf{(72)}$$

Le **cycle ouvert réel** (figure 7***a***) comporte :

— une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de 1 à 2' ;

— un apport de chaleur avec une chute de pression due à la perte de charge du foyer de 2' à 3' ;

— une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique, avec augmentation d'entropie de 3' à 5'.

Le **cycle fermé idéal** (figure 7***b***) est identique au cycle ouvert idéal sauf que la pression $P_1 = P_5$ peut différer de la pression atmosphérique p_0.

Les relations (68), (69), (70), (71) et (72) du cycle ouvert idéal s'appliquent également au cycle fermé idéal.

Le **cycle fermé réel** (figure 7***b***) est identique au cycle ouvert réel sauf que la cession d'énergie calorifique s'accompagne d'une perte de charge, ramenant le fluide aux conditions du plan 1 : de 5' à 1.

3.4 Caractérisation des organes

Les différents organes des turbomoteurs (figure 8) sont l'entrée d'air, les compresseurs, la chambre de combustion, les turbines, la tuyère d'échappement et, éventuellement, l'échangeur de chaleur.

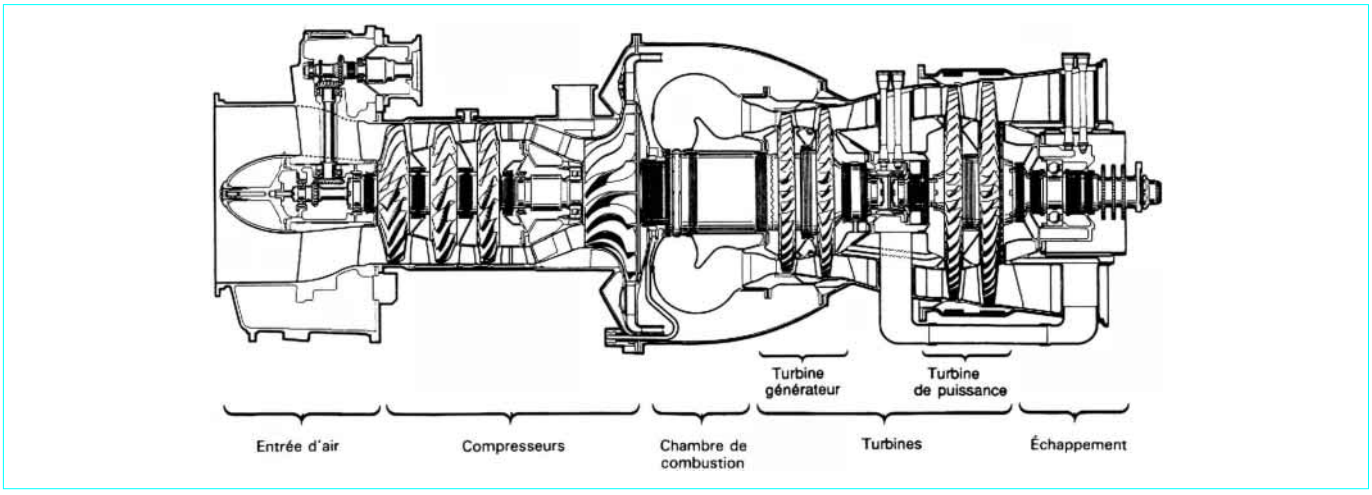


Figure 8 – Différents organes caractérisant un turbomoteur

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.4.1 Entrée d'air

Le rôle et les caractéristiques fonctionnelles d'une entrée d'air de turbomoteur ont été décrits au paragraphe 1.6. L'efficacité de l'entrée d'air η_{01} peut être introduite de façon plus détaillée par le biais de deux coefficients :

— le *coefficient de perte de charge DPEN* (exprimé en %), qui prend en compte les pertes internes pratiquement liées à la géométrie de l'entrée d'air entre le plan de captation (référence 1C) et le plan d'entrée au compresseur (référence 1) ; il est en général indépendant du Mach de vol :

$$DPEN = \frac{P_{1C} - P_1}{P_{1C}} \times 100 \qquad (73)$$

P_{1C} étant la pression totale dans le plan 1C ;

— le *coefficient de récupération de l'entrée d'air REA*, qui rend compte des pertes entre l'infini amont et le plan de captation :

$$REA = \frac{P_{1C} - p_0}{P_{1\,is} - p_0} \qquad (74)$$

La pression d'entrée compresseur s'exprime alors par :

$$P_1 = [REA(P_{1\,is} - p_0) + p_0]\left(1 - \frac{DPEN}{100}\right) \qquad (75)$$

si $REA \neq 0$, l'entrée d'air est dite dynamique ou semi-statique,

si $REA = 0$, l'entrée d'air est dite statique.

Les entrées d'air que l'on rencontre peuvent se classer en deux types principaux (figure 9).

— Les **entrées d'air axiales** : ces entrées, la plupart du temps dynamiques, se rencontrent sur les turbomoteurs ou turbopropulseurs à prise de puissance arrière, qui ne présentent donc aucun obstacle vers la prise d'air (figure 9***a***).

— Les **entrées d'air axisymétriques** : de nombreux turbomoteurs et turbopropulseurs ont leur prise de puissance à l'avant, que l'entrée d'air doit contourner. Dans ce cas, cette entrée est annulaire ou axisymétrique (figure 9***b***).

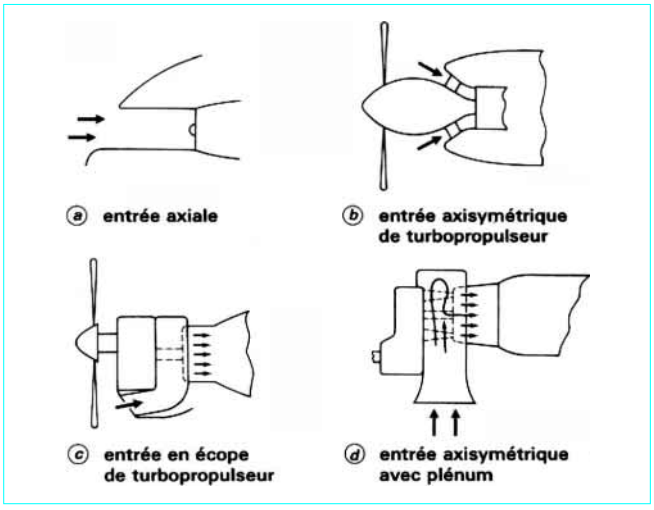


Figure 9 – Différents types d'entrées d'air

Plusieurs dispositions sont rencontrées en ce qui concerne la captation. Pour les turbopropulseurs, elle peut se faire concentriquement à l'axe de l'hélice de manière axisymétrique ou par le biais d'un conduit décalé (entrée en écope, figure 9***c***). Pour les turbomoteurs, la captation peut se faire par une volute, ou une chambre de tranquillisation (entrée avec plénum, figure 9***d***).

On demande aussi aux prises d'air de **protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre**.

Contre le sable, on utilise soit un séparateur de particules (qui agit par centrifugation), soit des filtres à vortex ou à feutres (filtres absolus).

Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille conçue pour résister à l'impact d'un oiseau.

Contre le givre, on se protège soit par une grille située dans le plan d'entrée afin de le capter, soit par un dégivrage permanent des parties statiques situées en amont du compresseur (bras, supports de palier, distributeur, etc), ce dégivrage étant assuré par un chauffage pneumatique ou électrique (technique dite d'*antigivrage*).

Enfin, pour certaines installations, on demande aussi à la prise d'air de réduire l'émission sonore du turbomoteur, ce qui est réalisé par un traitement acoustique des parois et/ou l'adjonction de chicanes.

Il faut cependant être conscient que tous ces dispositifs entraînent des détériorations notables des performances par pertes de charge, échauffements, hétérogénéités de l'écoulement. Rarement inférieures au pour-cent, ces pertes peuvent coûter plus de 5 % de puissance.

3.4.2 Compresseurs

Les compresseurs de turbomoteurs ne doivent pas seulement augmenter la pression du fluide actif avec un rendement aussi élevé que possible, mais en outre :

— assurer le débit requis ;

— alimenter la chambre de combustion avec un fluide suffisamment ralenti, stable et le plus homogène possible.

Pour remplir ces différentes fonctions, il existe une très grande variété de compresseurs. Leur étude complète et leurs technologies détaillées sortant du cadre de cet article, nous renvoyons le lecteur intéressé aux articles *Ventilateurs. Compresseurs. Notions fondamentales. Dimensionnement* [BM 4 500] et *Ventilateurs. Compresseurs. Aspects technologiques* [BM 4 501] de ce traité. On expliquera cependant, de façon simplifiée, comment s'effectue le processus de compression sous l'aspect aérothermodynamique avec ses limitations intrinsèques et l'on décrira les technologies constructives les plus couramment adoptées.

Les équations fonctionnelles de la compression, reliant les taux de compression (ou les températures T_1 et T_2), les rendements et le travail spécifique E_c, sont établies dans l'article *Théorie générale des turbomachines* [B 4 400] de ce traité.

Le théorème d'Euler, application du théorème du moment cinétique aux turbomachines, permet de relier le travail de compression à la cinétique du compresseur (triangles de vitesses).

En négligeant les fuites internes, on a selon la relation (8) :

$$E_c = H_2 - H_1 = u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1} \qquad (76)$$

avec u_1, u_2 les modules des vecteurs vitesses d'entraînement (aux rayons d'entrée et de sortie du fluide dans la grille mobile du compresseur) ; leur expression générale est :

$$u = \frac{N \pi r}{30} \qquad (77)$$

v_{u1}, v_{u2} projections des vecteurs vitesses absolues de l'écoulement $\vec{v}_1$ et $\vec{v}_2$ sur $\vec{u}_1$ et $\vec{u}_2$ respectivement.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

L'équation (10) :

$$\frac{dp}{\rho} = u\,du - v'\,dv'$$

que l'on peut considérer comme une généralisation du théorème de Bernoulli aux machines tournantes, montre clairement qu'une compression peut être obtenue idéalement de deux manières :

— soit par diminution de v' à diamètre constant ($du = 0$) : c'est la *compression axiale* ;

— soit par augmentation de diamètre ($du > 0$) à vitesse relative constante ($dv' = 0$) : c'est la *compression centrifuge*.

Dans la réalité, aucun des termes de l'équation (10) n'est nul et le compresseur est dit **axial** ou **centrifuge** selon que le deuxième ou le premier terme est dominant.

3.4.2.1 Compresseur axial

Un étage de compresseur axial est composé d'une grille d'aubes fixées sur une roue mobile, suivie d'une grille d'aubes fixes constituant le diffuseur ou redresseur (figure **10*a***).

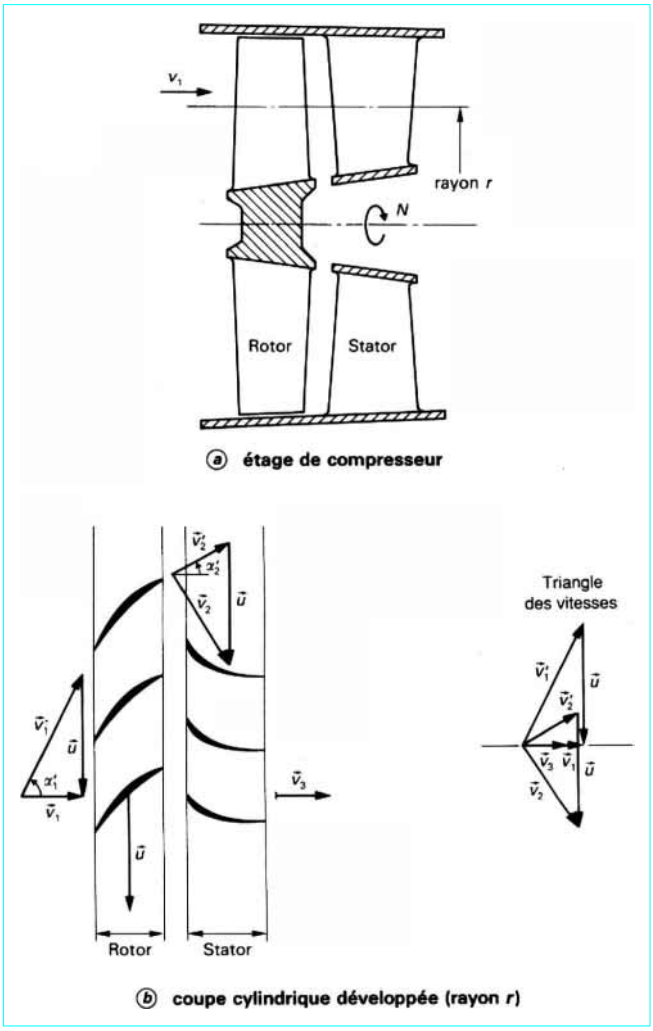


Figure 10 – Compresseur axial : principe de fonctionnement

La figure **10*b*** permet d'expliquer le fonctionnement d'un compresseur axial à partir du développement plan d'une coupe cylindrique de rayon r. Le filet fluide, supposé axial à l'entrée du compresseur, attaque le rotor avec la vitesse relative $\vec{v}'_1 = \vec{v}_1 - \vec{u}$. L'angle d'attaque α'_1 permet la définition du profil de pale à son entrée. La cambrure du profil définit alors la vitesse relative de sortie $\vec{v}'_2$ ramenée vers l'axe de la machine avec diminution concomitante de son module ($v'_2 < v'_1$), puisque les composantes axiales des vitesses varient peu à la traversée d'une grille. Il s'ensuit une augmentation de la pression statique et aussi de la pression totale.

Le stator a pour but de redresser l'écoulement sortant de la roue mobile, avec la vitesse $\vec{v}_2 = \vec{v}'_2 + \vec{u}$. Ce redressement entraîne aussi une diminution du module du vecteur vitesse ($v_3 < v_2$), donc une augmentation supplémentaire de la pression statique.

Par ailleurs, l'évolution de la section annulaire de passage dans les étages successifs du compresseur permet en diminuant progressivement la hauteur de la veine d'ajuster la vitesse absolue jusqu'à une valeur assez basse pour entrer dans la chambre de combustion. Mais on est limité dans la réduction des vitesses par des critères de ralentissement du fluide qui, s'ils ne sont pas respectés, vont entraîner des pertes par décollements à l'intérieur des aubages. Finalement, les sections annulaires d'un compresseur axial sont décroissantes (veine convergente), au fur et à mesure de la compression, car l'augmentation de la masse spécifique l'emporte sur la réduction de la vitesse axiale.

Pour des vitesses d'entraînement variant de 200 à 450 m/s, un étage de compresseur axial est capable de fournir des taux de compression allant de 1,2 à 2, les valeurs inférieures étant généralement obtenues sur des machines industrielles et les valeurs supérieures dans le domaine aéronautique.

Le rendement dépend de nombreux paramètres (charge aérodynamique des aubages, nombres de Mach des écoulements, taille des machines, etc.), mais se trouve généralement compris entre 0,80 et 0,90.

3.4.2.2 Compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge est constitué d'une roue mobile appelée rotor ou rouet, d'un ensemble de diffusion, c'est-à-dire de ralentissement du fluide, généralement constitué de deux grilles d'aubes fixes : le diffuseur radial suivi du diffuseur axial ou redresseur (figure **11*a***).

La figure **11*b*** permet d'expliquer le fonctionnement d'un compresseur centrifuge. L'entrée du rotor est tout à fait analogue à celle d'un compresseur axial. Dans le rotor, les pales guident le fluide jusqu'à la sortie et l'enthalpie augmente, corrélativement à la vitesse d'entraînement qui passe de u_1 à u_2. L'ensemble de diffusion est chargé de ralentir l'écoulement et de le ramener dans l'axe de la machine. L'élément radial effectue surtout la première tâche (diffusion) et l'élément axial la seconde, d'où son nom de redresseur.

Le théorème du moment cinétique, exprimé par la relation (76), prend une forme particulièrement simple pour la classe des compresseurs centrifuges à admission axiale ($v_{u1} = 0$) et à pales radiales en sortie de rotor. En effet, pour ces machines, le coefficient de glissement :

$$\mu' = \frac{v_{u2}}{u_2}$$

est compris entre 0,85 et 0,90 et est pratiquement constant.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Ainsi, la relation (76) devient :

$$E_c = H_2 - H_1 = \mu' u_2^2 \qquad (78)$$

L'augmentation d'enthalpie est donc proportionnelle au carré de la vitesse d'entraînement en sortie du rotor u_2.

Dans l'ensemble des applications actuelles, les taux de compression varient de 2,5 à 9, pour des vitesses d'entraînement de 350 à 650 m/s à la périphérie du rotor. Les valeurs supérieures se rencontrent dans le domaine aéronautique, les valeurs inférieures sur les machines industrielles.

Les rendements sont très sensibles aux paramètres constructifs et généralement inférieurs à ceux des compresseurs axiaux, de l'ordre de 0,75 à 0,85.

3.4.2.3 Compresseurs multiétages

Pour obtenir des rapports de pression élevés favorables au rendement du cycle, on est conduit à associer plusieurs étages de compresseurs. Trois dispositions principales sont couramment adoptées.

Les compresseurs axiaux multiétages : du fait de leur géométrie, ces étages de compression sont les plus facilement empilables. Cette architecture privilégie le diamètre du moteur au détriment de sa longueur ; on peut ainsi atteindre des taux de compression de 12 et même au-delà avec un nombre d'étages pouvant approcher la vingtaine. Cette architecture est souvent rencontrée dans le domaine des grosses turbines industrielles et dans celui des turboréacteurs.

Les compresseurs axialo-centrifuges : ils associent un ou plusieurs étages axiaux à un étage centrifuge en fin de compression. C'est le type de compresseur le plus fréquemment rencontré sur les turbomoteurs de moyenne puissance ; on peut ainsi atteindre des taux de compression de l'ordre de 20 avec 5 à 6 étages axiaux.

Les compresseurs centrifuges en série : cette configuration permet d'obtenir des taux de compression élevés (de 14 à 18) avec seulement deux étages de compression. C'est une architecture également utilisée pour les turbomoteurs d'aviation de petite et moyenne puissance.

3.4.2.4 Limitations aérodynamiques des compresseurs

Pour un compresseur, quel qu'en soit le type, il existe une plage de fonctionnement variant avec la vitesse de rotation et délimitée par un débit maximal et un débit minimal liés aux conditions de pression et de température à l'entrée (figure 12).

En effet, à vitesse de rotation constante, lorsque le débit d'air diminue à l'entrée du compresseur, c'est-à-dire la vitesse $\vec{v}_1$, l'incidence de la vitesse $\vec{v}'_1$ par rapport au profil augmente jusqu'à un maximum admissible : l'*incidence de décrochage*. Cette situation correspond à un décollement des filets fluides sur l'aubage, générateur d'instabilités et même d'inversions temporaires de l'écoulement : c'est le phénomène de pompage ou décrochage. Le débit d'air minimal correspondant est appelé aussi débit de pompage ou débit de décrochage du compresseur.

Inversement, si le débit d'air augmente, l'incidence de $\vec{v}'_1$ va diminuer jusqu'à une valeur minimale : l'*incidence de blocage*. Cette valeur correspond à une obstruction du canal intérieur aux aubages dans lequel le fluide atteint la vitesse du son, d'où la terminologie utilisée. Le débit maximal est encore appelé débit limite ou débit de blocage.

La plage de fonctionnement diminue lorsque la vitesse de rotation croît au-delà du régime nominal. Il peut même y avoir unicité des débits : débit de pompage et débit de blocage identiques ; c'est le phénomène d'incidence unique rencontré sur les compresseurs transsoniques et supersoniques.

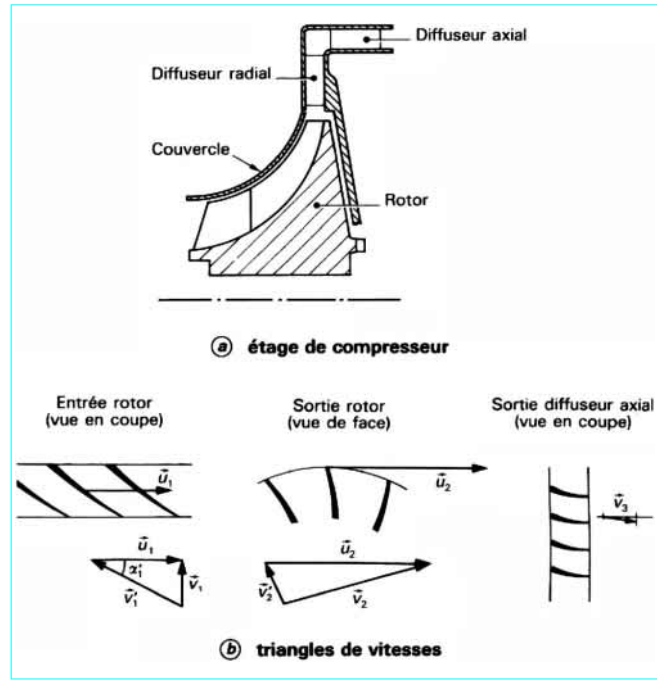


Figure 11 – Compresseur centrifuge : principe de fonctionnement

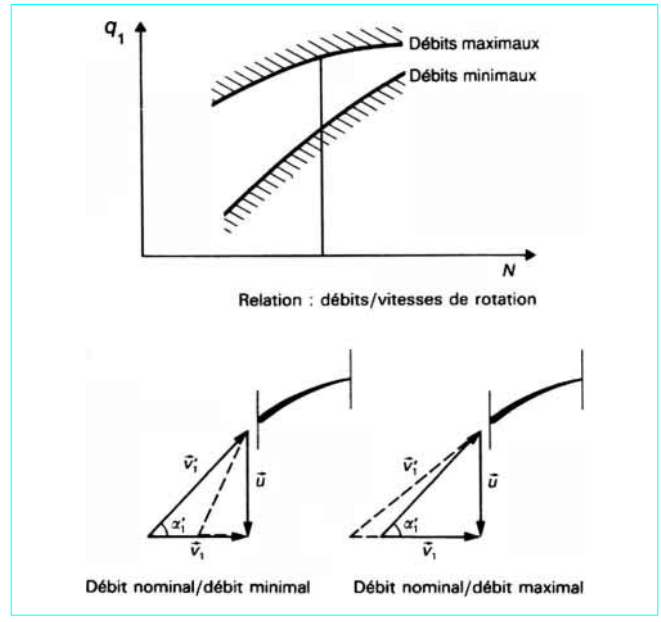


Figure 12 – Plage de fonctionnement d'un compresseur

3.4.2.5 Construction et matériaux

■ Les roues mobiles des compresseurs axiaux sont dites intégrales ou **monoblocs** lorsque pales et disque ne forment qu'une seule pièce ; elles sont à pales rapportées dans le cas contraire. Les roues monoblocs sont coulées ou usinées à partir de bruts ébauchés. Les **pales rapportées**, généralement forgées, permettent un choix de matériau différent pour le support. Les fixations sont à queue d'aronde ou utilisent un système de chapes et goupilles.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

La construction monobloc, bien adaptée aux petites dimensions, est plus légère et d'un meilleur prix de revient. Par contre, les pales rapportées sont avantageuses pour la maintenance en facilitant le remplacement de pales endommagées.

Pour les rotors de compresseurs axiaux multiétages, les pales sont soit assemblées sur des disques empilés et fixés par des boulons, soit montées sur un tambour unique.

Les redresseurs sont eux aussi à pales rapportées ou de construction monobloc.

Les aubages fixes en axial et centrifuge peuvent être montés en porte à faux, leur extrémité interne laissant un jeu face au tambour, ou à plate-forme et labyrinthes d'étanchéité, ce qui procure un gain de performances, par réduction des fuites parasites.

■ Les matériaux les plus utilisés sont des alliages à base d'aluminium, de titane ou des aciers.

Lorsque les températures sont inférieures à 180 °C environ, on peut employer les alliages légers (gains de masse et de prix de revient) : AU2GN pour les parties tournantes et AG5 pour les parties fixes. Mais, bien souvent, les risques d'érosion et d'absorption de corps étrangers condamnent l'emploi de ces matériaux qui sont alors remplacés par des aciers du type Z5CN17-04 (17-4-PH) ou du titane TA6V, si le bilan de masse l'exige.

Jusqu'à des températures de l'ordre de 350 à 400 °C, on peut utiliser les alliages de titane TA6V et TA6ZrD, c'est le cas notamment des rotors centrifuges des machines aéronautiques.

Aux températures plus élevées rencontrées dans les derniers étages de compression, il faut utiliser des alliages réfractaires du type NC19Nb (INCO 718) pénalisés en masse et temps d'usinage.

3.4.3 Chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion est d'élever le niveau de température du fluide en écoulement permanent par combustion d'un carburant, et aussi d'assurer à l'entrée du distributeur de turbine une répartition de température tant radiale que circonférentielle convenant au bon fonctionnement et à la tenue mécanique de la turbine.

3.4.3.1 Combustion idéale, combustion réelle

■ La **combustion idéale** est une combustion théorique dans laquelle :

— la pression totale se conserve au travers de la chambre de combustion ;

— la totalité du carburant est brûlée.

L'équation générale d'une combustion idéale d'un carburant dans l'air s'écrit :

$$H_a(T_3) - H_a(T_2) = \alpha_{id}\left[PC_{eff}(T_3) + (\Delta H_c)_{T_R}^{T_c}\right] \quad (79)$$

avec $\alpha_{id} = d_{carb}/q$ richesse idéale, rapport du débit de carburant (totalement brûlé) et du débit d'air,

$PC_{eff}(T_3)$ pouvoir calorifique effectif du carburant à la température de fin de combustion, en supposant le carburant introduit à une température de référence T_R (en général, 273 K). Il se déduit du pouvoir calorifique inférieur PCI_p à pression constante et à la même température de référence T_R, par la formule :

$$PC_{eff}(T_3) = PCI_p - \frac{1+\alpha_{st}}{\alpha_{st}}(\Delta H_{st})_{T_R}^{T_3} + \frac{1}{\alpha_{st}}(\Delta H_a)_{T_R}^{T_3} \quad (80)$$

et ΔH_a variation de l'enthalpie de l'air,

ΔH_{st} variation de l'enthalpie H_{st} des produits de combustion d'un mélange air-carburant en proportion stœchiométrique,

α_{st} richesse du mélange air-carburant de proportion stœchiométrique,

$(\Delta H_c)_{T_R}^{T_c}$ variation d'enthalpie du carburant entre la température de référence T_R et la température du carburant introduit. On admet que ce dernier terme est négligeable devant les autres

Par combinaison de (79) et (80), la formule pratique utilisée pour le calcul du débit de carburant nécessaire à l'élévation de la température du fluide actif de T_2 à T_3 est :

$$\alpha_{id} = \frac{H_a(T_3) - H_a(T_2)}{\left[PCI_p + \frac{1+\alpha_{st}}{\alpha_{st}} H_{st}(T_R) - \frac{1}{\alpha_{st}} H_a(T_R)\right] - \frac{1+\alpha_{st}}{\alpha_{st}} H_{st}(T_3) + \frac{1}{\alpha_{st}} H_a(T_3)} \quad (81)$$

Dans le cas du kérosène, pour lequel :

PCI_p = 10 306 kcal/kg = 43,120 × 10^6 J/kg à T_R = 273 K

H_a (273) = 0,273 0 × 10^6 J/kg

H_{st} (273) = 0,280 5 × 10^6 J/kg

α_{st} = 0,068 23

on obtient :

$$\alpha_{id} = \frac{H_a(T_3) - H_a(T_2)}{43{,}511 \times 10^6 - 15{,}66\, H_{st}(T_3) + 14{,}66\, H_a(T_3)} \quad (82)$$

● **Remarque** : pour des calculs rapides, on peut être conduit à utiliser une formule simplifiée traduisant le fait que l'augmentation de l'enthalpie des gaz est fournie par la combustion du carburant en supposant constant le pouvoir calorifique de ce dernier, soit :

$$\alpha_{id}\, PCI_p = (1 + \alpha_{id})\,[H_g(\alpha_{id}, T_3) - H_g(\alpha_{id}, T_2)]$$

ou

$$\frac{\alpha_{id}}{1+\alpha_{id}} = \frac{H_g(\alpha_{id}, T_3) - H_g(\alpha_{id}, T_2)}{PCI_p} \quad (83)$$

L'imprécision de cette formule approche 2 % pour des combustions à températures élevées.

■ **Dans la réalité**, une chambre de combustion est toujours le siège d'une perte de pression totale, ou perte de charge, nécessaire à la stabilité de la combustion et à la ventilation des parois.

La connaissance de cette perte de charge (*DPCH*), de l'ordre de 3 à 5 % dans un turbomoteur, permet le calcul de la pression à la sortie de la chambre de combustion par :

$$P_3 = P_2\left(1 - \frac{DPCH}{100}\right) \quad (84)$$

Par ailleurs, dans une combustion réelle, une partie du carburant reste imbrûlée et le pouvoir calorifique inférieur peut varier, selon les lots de carburant utilisés, autour de sa valeur nominale à la température de référence.

Il est donc nécessaire de corriger la richesse idéale pour obtenir la richesse réelle α. Pour cela, on utilise la formule suivante :

$$\alpha = \alpha_{id}\frac{PCI_p}{PCI_{réel}} \cdot \frac{1}{\eta_{comb}} \quad (85)$$

avec η_{comb} rendement de combustion défini par la relation (54),

$PCI_{réel}$ pouvoir calorifique inférieur réel du carburant utilisé.

3.4.3.2 Différents types de chambres

La figure **13** illustre les principaux types de chambres de combustion rencontrés sur les turbomoteurs.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

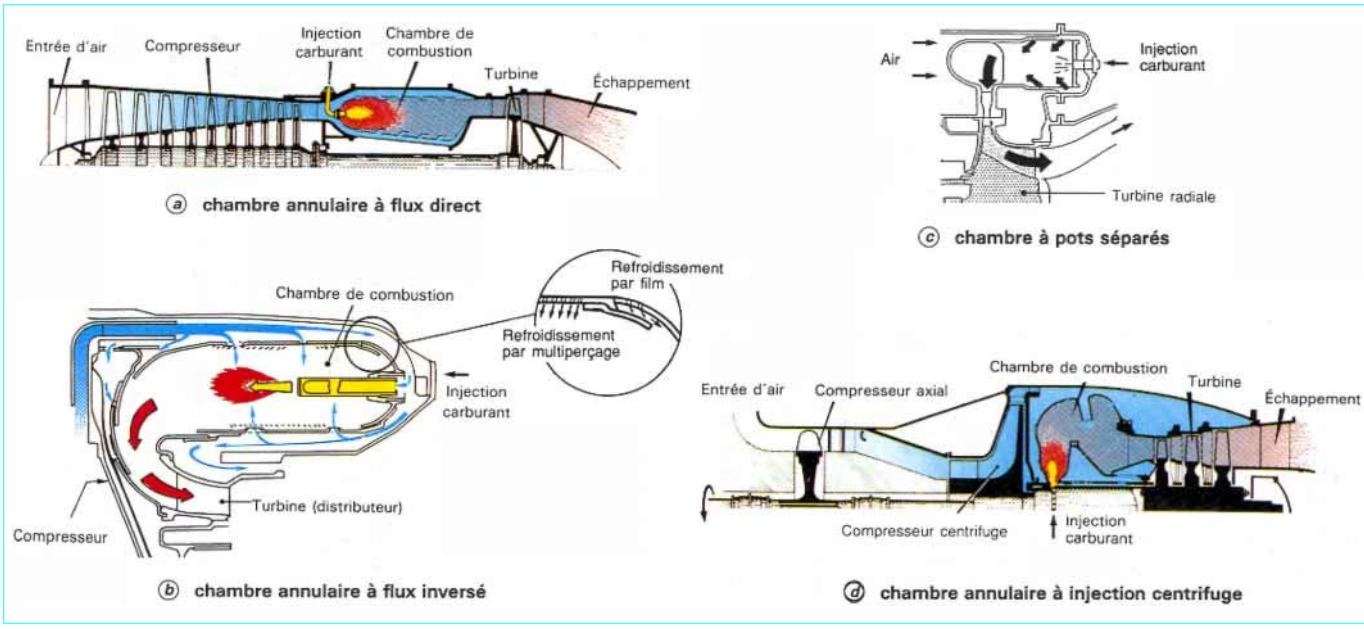


Figure 13 – Différents types de chambres de combustion

Les chambres annulaires à flux direct où le fluide se dirige axialement du compresseur vers les turbines sont particulièrement bien adaptées aux turbomoteurs possédant le compresseur axial.

Les chambres annulaires à flux inversé s'adaptent bien au cas où le dernier étage de compression est centrifuge. L'écoulement au travers de ce type de chambre subit l'effet de deux coudes à 180°, mais une telle géométrie diminue notablement la longueur de la machine.

Les chambres à pots séparés, contrairement aux chambres annulaires, comportent plusieurs foyers de combustion raccordés à une volute de captation des gaz brûlés qui alimente le distributeur de turbine. L'écoulement dans ce type de chambre est inversé. Par le biais de la volute, cette configuration s'harmonise particulièrement bien avec les turbines radiales.

Les chambres annulaires à injection centrifuge sont en fait tributaires des particularités de cette injection de carburant qui leur confère une géométrie à mi-chemin entre les deux types précédents. Cette configuration est très bien adaptée aux compresseurs centrifuges.

Les chambres à pot unique, souvent rencontrées dans les applications industrielles, permettent d'avoir un foyer extérieur à la turbine à gaz (figure 29), donc de maintenance plus facile et aisément adaptable à une diversité de carburants.

3.4.3.3 Technologie des chambres de combustion

■ **Zone primaire, zone secondaire** : le volume d'une chambre de combustion est divisé en deux zones :

— la *zone primaire*, siège de la combustion proprement dite, est une zone où la température des gaz est très élevée (2 000 à 2 200 K), dans des conditions proches de la stœchiométrie ;

— la *zone secondaire*, appelée aussi *zone de dilution*, est celle dans laquelle les gaz très chauds de la zone primaire sont dilués avec l'air sortant du compresseur, qui a préalablement refroidi les parois de la chambre.

L'écoulement dans la zone secondaire est aménagé pour obtenir en sortie de chambre un profil radial de températures se rapprochant au mieux d'un profil idéal vis-à-vis des contraintes dans la pale de turbine (figure 14).

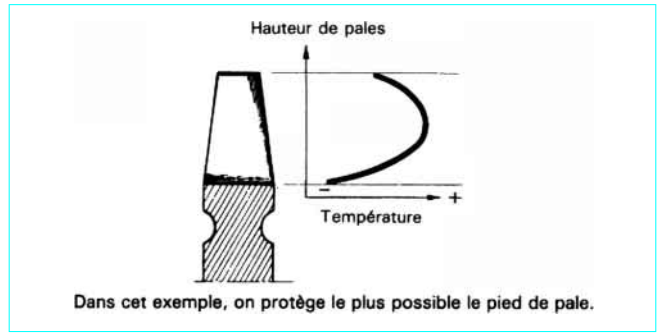


Figure 14 – Exemple de répartition des températures

■ **Refroidissement des parois** : un des problèmes des chambres de combustion est la tenue thermomécanique des parois, qui doivent être isolées des gaz de combustion pour que leur température ne dépasse pas 900 °C. Pour cela, deux techniques de refroidissement (visibles sur la figure 13***b***) sont essentiellement utilisées :

— le *refroidissement par film*, qui consiste à créer localement un film d'air, issu du compresseur, entre la paroi métallique et le foyer ;

— le *refroidissement par multiperçage*, qui consiste à percer les zones chaudes des parois par un grand nombre de trous, inclinés pour augmenter leur efficacité, et de très petit diamètre (0,3 à 0,4 mm) ; ces trous sont traversés par l'air du compresseur qui participe aussi à la dilution des gaz chauds dans la zone secondaire.

■ **Injection de carburant** : plusieurs systèmes d'injection de carburant sont rencontrés sur les turbomoteurs (figure 15).

— L'*injection centrifuge* (brevet Turbomeca) : le carburant liquide est mis en pression par les forces centrifuges dans une roue d'injection tournant à la vitesse du générateur de gaz ; le carburant se trouve ainsi projeté radialement dans la chambre. Ce type d'injection a l'avantage de s'accommoder d'une pompe à carburant basse pression (5 à 6 bar) et d'être très tolérant vis-à-vis des différents types

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

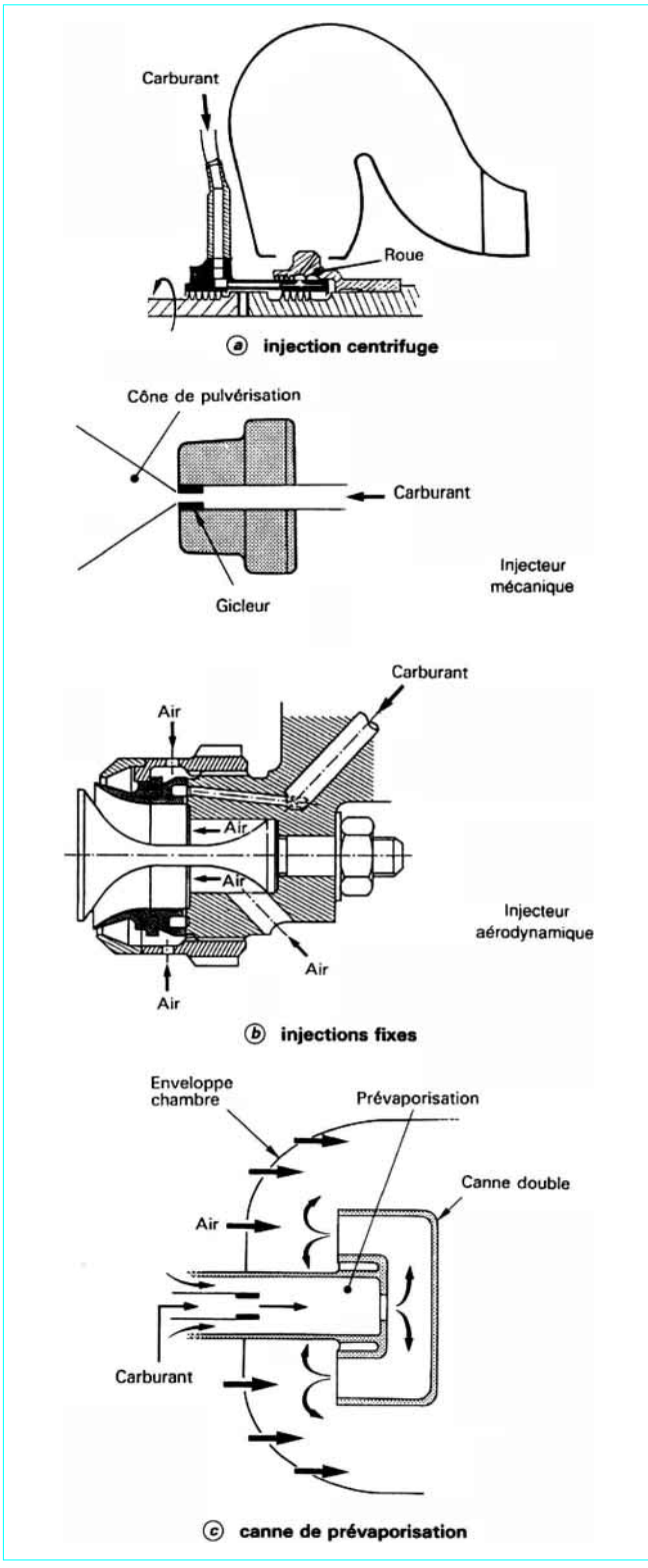


Figure 15 – Différents types d'injection

de carburants, en particulier des carburants à haute densité. En outre, la qualité de la pulvérisation reste très bonne à faible débit de carburant (régime de ralenti et fonctionnement à haute altitude).

— Les *injecteurs fixes* peuvent être de deux types :

- mécanique (pulvérisation au travers d'un diaphragme du carburant préalablement mis en pression) ;
- aérodynamique (pulvérisation assistée en air).

Ces injecteurs nécessitent une pompe à carburant du type haute pression (30 à 50 bar). Le nombre d'injecteurs est fonction du diamètre de la chambre afin d'assurer une répartition circonférentielle convenable du champ de températures. L'injection peut être axiale et dans le sens général de l'écoulement (cas des chambres à flux direct), axiale et en sens inverse de l'écoulement (cas des chambres à flux inversé), ou tangentielle.

— Les *cannes de prévaporisation* : le carburant est injecté au moyen d'un injecteur mécanique simple dans une canne à l'intérieur de laquelle il est vaporisé. En sortie de canne, c'est de la vapeur de carburant qui s'enflamme. Ce système d'injection permet de doubler le nombre de points d'injection par rapport au nombre d'injecteurs et donc d'assurer une meilleure homogénéité du champ de températures. Par contre, le délai d'allumage de la chambre dépend du temps nécessaire au réchauffage des cannes (de 1 à 3 s), ce qui peut imposer l'emploi d'injecteurs relais.

■ **Matériaux** : les matériaux couramment utilisés dans les chambres sont des tôles d'acier réfractaire de type NC22FeD (Hastelloy X). Les zones chaudes peuvent être recouvertes d'un revêtement céramique. La tendance future est de s'orienter vers des matériaux composites de type SiC-SiC qui permettront soit de supprimer le refroidissement des parois, soit de fonctionner à des températures plus élevées.

3.4.3.4 Limitations des chambres de combustion

Les principales limitations constructives ou fonctionnelles sont constituées par :

— les limites d'extinction pauvre et riche de la flamme ;
— les limites de tenue thermomécanique des parois ;
— le niveau de pollution associé au rendement de combustion et à l'émission des oxydes d'azote NO_x ;
— le volume de la chambre, qui ne doit pas être inférieur à une valeur minimale afin de respecter :

- le temps de séjour $\dfrac{V_{\text{chambre}}\, P_3}{q r T_3}$, représentant le temps moyen que met une particule d'air pour traverser la chambre et qui doit rester supérieur à 0,004 s,
- la charge aérodynamique Ω, traduisant de manière simplifiée la cinétique de combustion et qui conditionne les performances d'allumage et de rallumage en altitude :

$$\Omega = \frac{10^9 q}{P_2^{1,8} \exp(T_2/300)} \frac{1}{V_{\text{chambre}}} \qquad \textbf{(86)}$$

La valeur moyenne de Ω est 1, avec q (en kg/s), P_2 (en Pa), T_2 (en K) et V_{chambre} (en m^3).

3.4.4 Turbines

Les turbines des turbomoteurs sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique. Il en existe deux types : les **turbines axiales** et les **turbines centripètes ou radiales**.

Le fonctionnement d'une turbine présente beaucoup d'analogies avec celui d'un compresseur. Le théorème d'Euler (théorème du moment cinétique) relie, comme pour les compresseurs, le travail de détente à la cinétique de la machine :

$$E_c = H_3 - H_4 = u_3 v_{u3} - u_4 v_{u4} \qquad \textbf{(87)}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

et l'équation (10), valable pour les turbines, montre qu'une détente peut être obtenue de deux manières idéales :

— soit par augmentation de v' à diamètre constant : c'est la *détente axiale* ;

— soit par diminution du diamètre ($du < 0$), à vitesse relative constante ($dv' = 0$) : c'est la *détente centripète*.

3.4.4.1 Turbine axiale

Un étage de turbine axiale est composé d'une grille d'aubes fixes appelée distributeur et d'une grille d'aubes mobiles appelée roue (figure **16*a***).

La figure **16*b*** permet d'expliquer le fonctionnement d'une turbine axiale à partir du développement plan d'une coupe cylindrique de rayon r.

Les aubages du distributeur sont tels qu'ils dévient, dans le sens de la rotation de la roue, la vitesse absolue d'entrée de distributeur (axiale pour un premier étage de détente), en augmentant son module ($v_2 > v_1$) ; la plupart du temps, l'écoulement devient sonique au col du distributeur. Cette prise de vitesse s'accompagne d'une première diminution de la pression statique.

La cambrure du profil de la roue dévie ensuite la vitesse relative du filet fluide avec accroissement simultané de son module ($v'_3 > v'_2$) : il s'ensuit une nouvelle diminution de la pression statique et une baisse de la pression totale, due à la cession d'énergie et aux pertes dans la roue.

Le filet fluide sort de la roue avec une vitesse absolue : $\vec{v}_3 = \vec{v}'_3 + \vec{u}$, qui peut être axiale ou présenter un angle résiduel g, appelé *giration* (figure **16*b***). Par ailleurs, les sections annulaires d'une turbine axiale sont croissantes (veine divergente) au fur et à mesure de la détente afin de conserver un Mach axial compris entre 0,4 et 0,6 en sortie de roue.

Avec une vitesse d'entraînement en tête de pales de l'ordre de 500 m/s, un étage de turbine axiale est capable d'un taux de détente de l'ordre de 3,6 avec un rendement isentropique supérieur ou égal à 0,85. Pour des turbines moins chargées, les rendements peuvent atteindre et dépasser 0,90.

3.4.4.2 Turbine centripète ou radiale

Elle est également constituée de deux éléments : le distributeur et le rouet (figure **17*a***) et son fonctionnement est illustré sur la figure **17*b***.

Le distributeur est chargé d'accélérer l'écoulement par déviation angulaire dans le sens de la rotation du rouet, ce qui implique une première détente. Dans le rouet, l'enthalpie diminue corrélativement à la vitesse d'entraînement qui passe de u_2 à u_3, ce qui produit une seconde détente.

La gamme des taux de détente couverte par une turbine radiale va de 2,5 à 7, la vitesse d'entraînement pouvant atteindre 700 m/s dans ce dernier cas. Ce type de turbine, qui est souvent utilisé dans les applications industrielles, conserve un rendement de bon niveau : 0,85 à 0,90 malgré son taux de détente élevé.

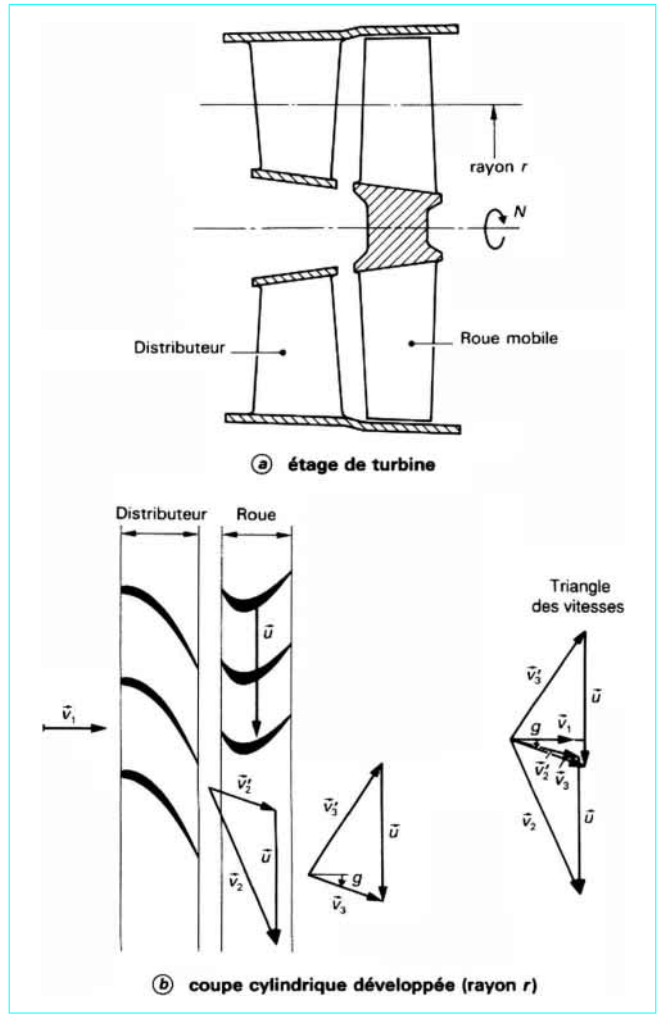


Figure 16 – Turbine axiale : principe de fonctionnement

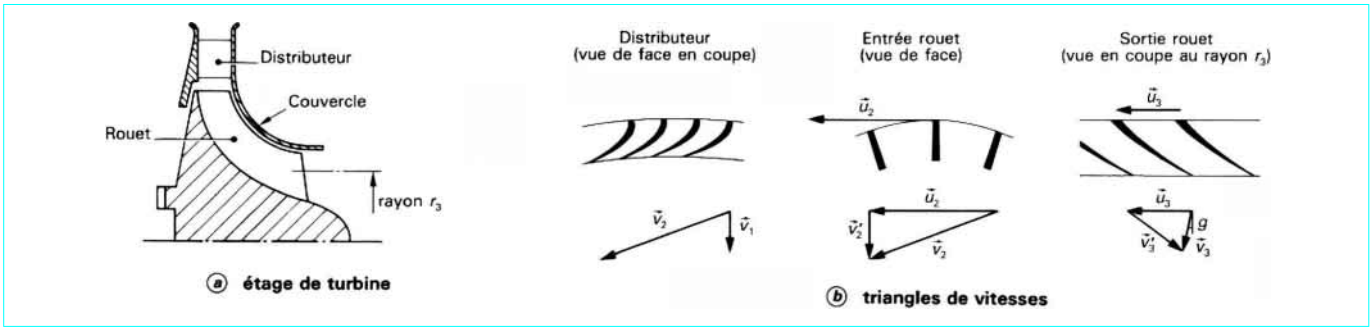


Figure 17 – Turbine radiale : principe de fonctionnement

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.4.4.3 Turbines multiétages

Puisque l'avantage de la turbine radiale est d'associer un taux de détente élevé à un bon niveau de rendement, ce type de turbine n'est utilisé qu'en étage isolé, la complexité mécanique d'une construction biétagée présentant en même temps un caractère dissuasif.

Il n'en est pas de même pour un étage de turbine axiale qui sera limité pour des raisons de rendement à un taux de détente de 3,6. Si le taux global de détente est supérieur, il devient nécessaire d'empiler plusieurs étages.

Inversement, une turbine axiale biétage pourra effectuer un taux de détente de 3,0 à 3,6 avec des rendements meilleurs (0,90 à 0,88).

3.4.4.4 Limitations des turbines

Ces limitations, constructives et fonctionnelles, sont d'ordre aérodynamique et thermique.

Comme pour les compresseurs, afin de conserver de bons rendements, il convient de respecter certains paramètres (charges aérodynamiques et déviations dans les aubages, vitesses d'écoulement, etc.). En particulier, en sortie d'étage de turbine, le nombre de Mach absolu doit rester inférieur à 0,60 afin de ne pas engendrer de pertes de charge trop importantes en aval.

Par contre, les turbines sont exemptes de phénomènes instables comparables au pompage des compresseurs.

Du point de vue thermique, tous les constructeurs s'efforcent de repousser continuellement la limite constituée par la température du fluide à l'entrée de la turbine. Ils recourent, dans ce but, à des matériaux nouveaux et aux techniques de refroidissement des pales en mettant en œuvre des solutions qui dépendent de la durée de vie demandée et de la sollicitation mécanique des aubages, globalement caractérisée par le paramètre $hu_m^2/\varnothing_m$ (figure **18**).

3.4.4.5 Technologie et matériaux des turbines

■ **Distributeur** : c'est une pièce particulièrement sensible car elle est soumise à des contraintes thermiques très importantes. À cet égard, le distributeur d'un premier étage qui reçoit les gaz issus de la chambre de combustion doit être la plupart du temps refroidi soit par convexion, soit par impact, par de l'air prélevé en sortie du compresseur (figures **19*a*** et ***b***).

Dans les turbines de faibles dimensions, fonctionnant à des températures d'entrée modérées (cas de la turbine de puissance), le distributeur se présente sous la forme d'une pièce monobloc coulée par le procédé de la cire perdue, ou fabriquée en tôles mécanosoudées.

Dans les turbines de dimensions plus importantes ou fonctionnant à température très élevée, on le réalise souvent par secteurs coulés en cire perdue et assemblés entre eux mécaniquement ou par soudure.

En tant que matériaux, on utilise soit des tôles d'acier réfractaires à base de cobalt type KC20WN (HS25), soit des aciers réfractaires ayant de bonnes propriétés de coulabilité : NC 15K 10DAT (C1023), NCK20D (C260). Ces aciers doivent aussi être protégés par des revêtements contre la corrosion.

■ **Roue de turbine** existant sous deux modes de construction :

— les *roues monoblocs*, où pales et disque forment une pièce unique. Cette solution s'applique aux turbines radiales et aux turbines axiales de dimensions faibles, fonctionnant à température modérée. La roue est le plus souvent coulée et quelquefois usinée à partir de bruts ébauchés. Les matériaux utilisés sont NC 12K9Hf 0,5 (INCO 792), NKW 10CA TaHf (MARM002) et NC 12ADHf (MARM004) ;

— les *roues à pales rapportées*, où pales et disque sont assemblés mécaniquement, généralement par pieds de sapin et brochage (figure **20*a***). Cette technique permet un choix différent pour le matériau de la pale, qui doit avoir de bonnes caractéristiques de fluage, et pour le matériau du disque, qui doit posséder une bonne tenue à la fatigue oligocyclique.

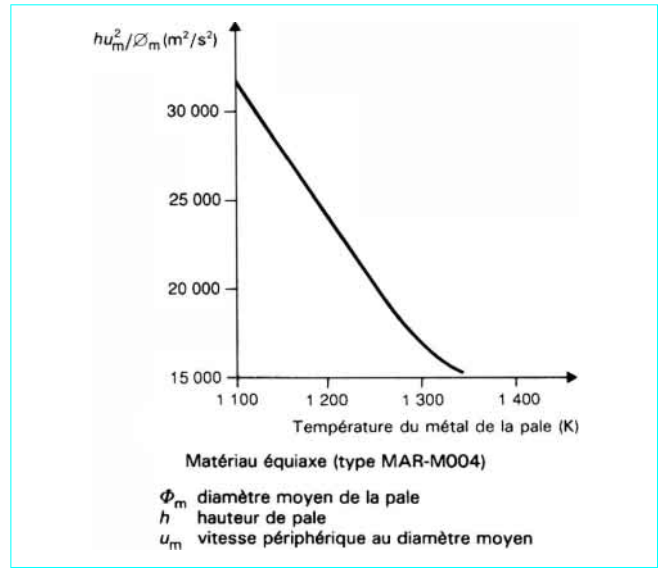


Figure 18 – Limite de contrainte mécanique-température

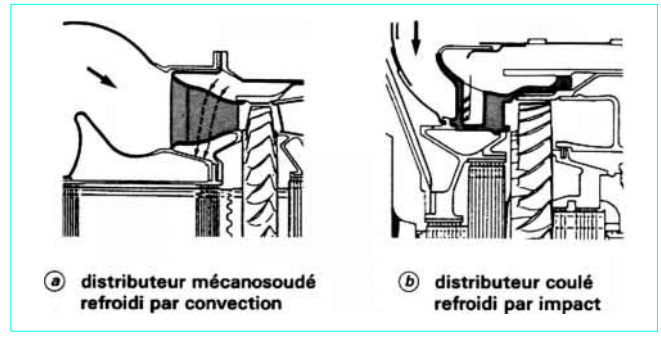


Figure 19 – Distributeur de turbine : technologies

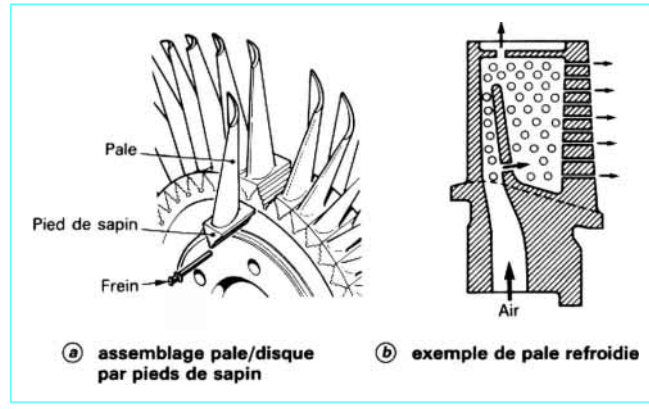


Figure 20 – Roue de turbine : technologies

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Les matériaux utilisés pour les disques sont NCK19DAT (Udimet 500), NCK15TDA (Udimet 720), NC19FeNb (INCO 718) et, plus récemment, les alliages à poudre compactée type APK1. Pour les pales, les matériaux retenus dépendent du niveau de température de la pale, lui-même lié à la température des gaz et à la présence ou non d'un circuit de refroidissement interne. Les matériaux couramment employés actuellement pour les premiers étages de détente sont des alliages réfractaires équiaxes : NC 12ADHf (MARM004), NK 15CATD (IN 100) autorisant une température des gaz à l'entrée de la turbine allant jusqu'à 1 350-1 400 K pour des pales non refroidies. Le refroidissement de la pale autorise une augmentation de la température des gaz allant de 100 à 200 K selon le débit d'air qui circule à l'intérieur de la pale (1 à 3 % du débit du compresseur). Au-delà, les alliages à solidification dirigée type NW 12KCATHf (DS 200) permettent une élévation supplémentaire de l'ordre de 20 °C qui atteint 50 à 80 °C avec les alliages monocristallins (type CMSX2, CMSX6, MC2, AM3).

Bien que la description des différents modes de refroidissement des pales, qui sont multiples et souvent propres à chaque constructeur, sorte du cadre de cet article, la figure **20*b*** montre un exemple de réalisations où de l'air, prélevé à la sortie du compresseur, est acheminé à l'intérieur de la pale à travers sa fixation au disque du type *pied de sapin*. La fabrication de telles pales, dont les circuits internes peuvent être de formes très complexes, se fait par coulée en cire perdue avec un noyau céramique.

3.4.5 Échangeur de chaleur

■ Dans la plupart des cas, l'échangeur est utilisé pour récupérer, avec le minimum de pertes de charge, une partie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement en préchauffant l'air entrant dans la chambre de combustion, d'où son autre appellation de récupérateur.

Sur les grosses installations de turbines à gaz, un échangeur peut être aussi utilisé pour refroidir l'air entre deux compresseurs (compression refroidie).

Cet appareil est caractérisé par :

— son efficacité (définition donnée au paragraphe 1.6) ;

— les pertes de charge des circuits froid et chaud à ne pas négliger dans les calculs de cycle (de l'ordre de 2 et 6 % respectivement) ;

— l'équation du transfert de chaleur du flux chaud vers le flux froid, qui peut s'exprimer, en négligeant les pertes thermiques, par :

$$q_{chd}\,(H_{ce} - H_{cs}) = q_{fd}\,(H_{fs} - H_{fe}) \qquad \textbf{(88)}$$

■ La figure **21** représente les **principaux types d'échangeurs statiques** que l'on rencontre sur les turbomoteurs.

— Les *échangeurs à plaques à contre-courant ou à flux croisés* sont constitués de plaques embouties et assemblées entre elles par brasage ou soudure laser. Ces appareils peuvent être de forme parallélépipédique et montés à l'extérieur de la turbomachine, ou de forme annulaire et intégrés à la turbine à gaz.

— Les *échangeurs à tubes simples* sont généralement de forme cylindrique, le flux froid traversant les tubes léchés par le flux chaud.

— Les *échangeurs à tubes concentriques* fonctionnent à contre-courant et l'échange se fait à l'intérieur même des tubes.

■ Les **échangeurs rotatifs** sont constitués d'une grande roue, ou volant, tournant à faible vitesse de rotation (de l'ordre d'une dizaine de tr/min) de grande capacité thermique puisque l'essentiel de la transmission de chaleur s'effectue par conduction : chaque partie du volant est alternativement soumise au flux des gaz chauds et à celui de l'air à réchauffer. Outre la tenue aux contraintes thermiques dues à l'asymétrie des températures, ce type d'échangeur pose de difficiles problèmes d'étanchéité qui retentissent directement sur ses performances.

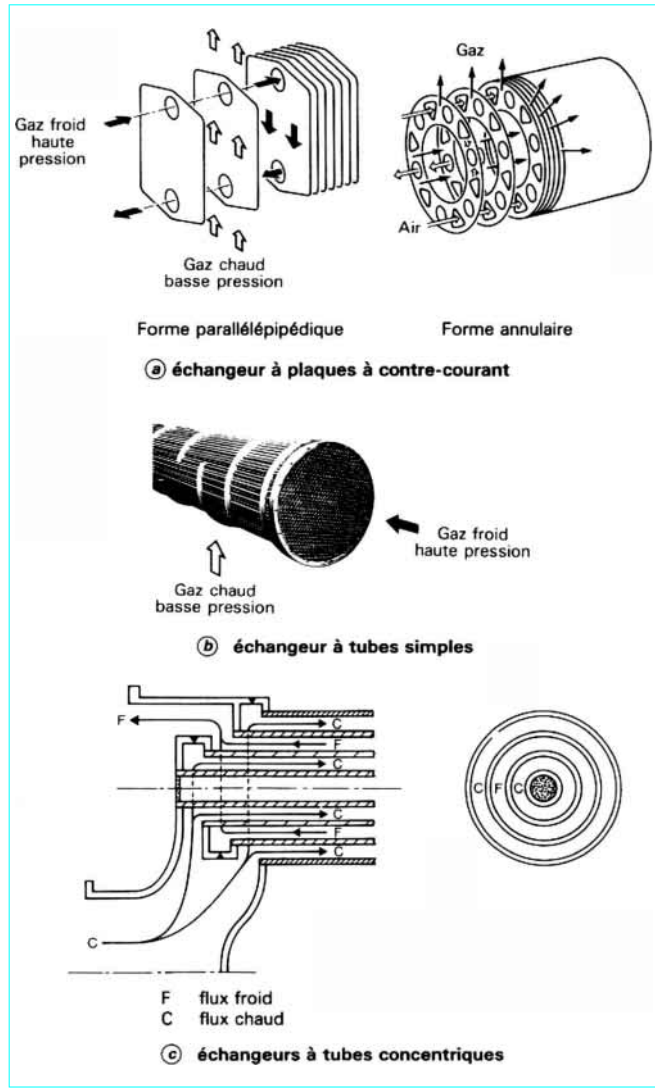


Figure 21 – Échangeur de chaleur : technologies

Quelle que soit la technologie, les dimensions et la masse d'un échangeur croissent avec son efficacité, pour des conditions d'alimentation données. Pour cette raison, si l'efficacité de l'échangeur d'une machine terrestre, pour laquelle la masse n'est pas un critère fondamental, peut atteindre des valeurs de l'ordre de 0,8, celle de l'échangeur d'une machine aéronautique dépassera rarement 0,6.

À titre d'**exemple**, pour un turbomoteur de la classe des 500 à 600 kW utilisant un échangeur à plaques à contre-courant :

— une efficacité de 0,6 conduirait à un échangeur de 130 kg composé de 350 plaques ;

— une efficacité de 0,7 conduirait à un échangeur de 165 kg composé de 550 plaques ;

— une efficacité de 0,8 conduirait à un échangeur de 230 kg composé de 940 plaques.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.4.6 Tuyère d'échappement

La tuyère d'un turbomoteur est chargée d'assurer la sortie des gaz, conformément aux spécifications de l'utilisateur, tout en réalisant une diffusion, c'est-à-dire un ralentissement du fluide, entre l'aval du dernier étage de turbine et l'atmosphère. Cette diffusion, plus ou moins parfaite selon la taille et la forme de la tuyère, permet de diminuer la perte d'énergie cinétique résiduelle et d'abaisser par conséquent la pression à la sortie de la turbine pour une pression finale donnée. Ainsi, les gaz qui s'écoulent à un Mach de 0,35 à 0,60 en aval de la turbine sont ralentis jusqu'à un Mach de 0,1 à 0,2 dépendant des impératifs de l'installation.

Les paramètres caractéristiques d'une tuyère sont :

— le *taux résiduel de détente DPTU*, fonction de la vitesse d'éjection des gaz dans le plan de sortie de la tuyère [relation (16)] :

$$DPTU = \frac{P_5}{p_0} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_5^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \qquad \textbf{(89)}$$

— le *coefficient de perte de charge DPDIF* (exprimé en %), qui rend compte des pertes dues à la giration résiduelle de l'écoulement en sortie de turbine, aux bras structuraux de la tuyère, aux frottements internes et décollements locaux éventuels :

$$DPDIF = \left(1 - \frac{P_5}{P_{4,4}}\right) 100 \qquad \textbf{(90)}$$

● **Remarque** : dans le cas d'un turbopropulseur, la poussée résiduelle due à la vitesse d'éjection des gaz participe à la propulsion de l'aéronef. Dans ce cas particulier, la section de sortie tuyère doit être déterminée pour que cette poussée reste positive au régime de croisière à haute altitude.

Dans le cas des turbomoteurs où l'arbre de puissance présente une sortie à l'avant (cas des turbines liées ou des turbines à arbres concentriques), la tuyère peut être axiale et axisymétrique. Dans le cas contraire, la tuyère ne peut plus être axisymétrique : elle doit contourner l'arbre de puissance, voire même le réducteur de vitesse, d'où une géométrie complexe (figure **22**).

Pour certaines applications, on demande à la tuyère de réduire la signature infrarouge du jet. Cela est obtenu par une tuyère dite *à dilution*, constituée d'une tuyère primaire conduisant les gaz et d'un mélangeur destiné à diluer ceux-ci dans de l'air frais, aspiré à l'extérieur par effet de trompe.

3.5 Caractérisation des performances d'un turbomoteur

Les principales caractéristiques d'un turbomoteur sont :

— la puissance récupérée sur l'arbre de sortie ;
— l'énergie qu'il faut apporter à la machine en tant que quantité de carburant consommé, exprimée habituellement par la consommation horaire C_H ;
— le débit de fluide actif.

Ces paramètres sont le plus souvent combinés sous plusieurs formes :

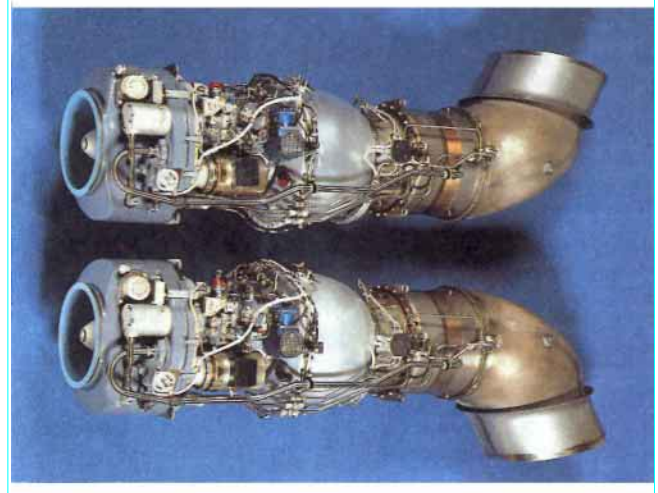
— la *consommation spécifique* C_s, rapport de la consommation horaire à la puissance :

$$C_s = \frac{C_H\,(\text{kg/h})}{W_m(\text{kW})} \qquad \textbf{(91)}$$

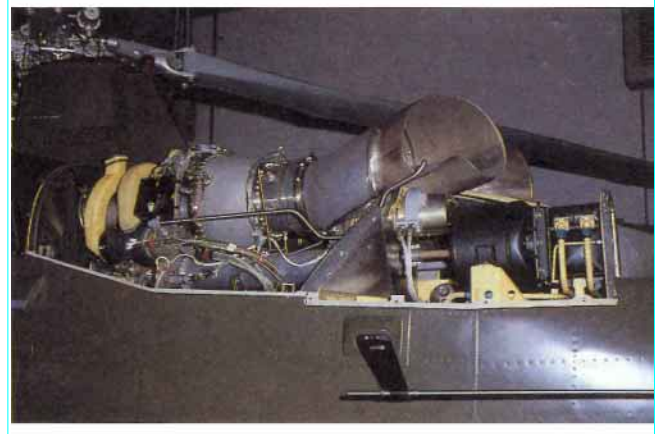
— le *rendement thermique* η_{th}, rapport de la puissance récupérée à la puissance fournie par le carburant :

$$\eta_{th} = \frac{10^3 W_m}{PCI_p \dfrac{C_H}{3\,600}} = \frac{3{,}6 \times 10^6}{PCI_p\, C_s} \qquad \textbf{(92)}$$

ⓐ tuyère droite : TM 333 installé sur Panther



ⓑ tuyère coudée : Makila installé sur Superpuma



ⓒ tuyère coudée : Arriel installé sur Dauphin

Figure 22 – Différents types de tuyères d'échappement

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

— la *puissance spécifique*, rapport de la puissance au débit de fluide actif :

$$\frac{W_m(\text{kW})}{q\,(\text{kg/s})}$$

Si la consommation spécifique et le rendement thermique caractérisent un turbomoteur sur le plan énergétique, la puissance spécifique, alliée au débit, conditionne sa taille.

Pour être complet, il faut mentionner l'énergie récupérable à l'échappement :

— soit sous forme thermique :

$$W_{echap} = q(1+\alpha)(H_5 - H_0) \qquad \textbf{(93)}$$

une partie de cette puissance peut en effet être récupérée pour produire de la vapeur ou, plus simplement, pour chauffer de l'eau dans des installations à poste fixe (centrales à énergie totale, cogénération, etc.) ;

— soit sous forme cinétique :

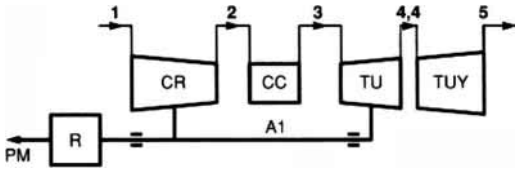
$$F_{add} = q(v_5 - v_0) \qquad \textbf{(94)}$$

c'est le cas des turbopropulseurs où cette poussée additionnelle peut, en fonction de l'orientation de la tuyère, participer à la propulsion de l'aéronef. La puissance de propulsion correspondante est alors :

$$W_{add} = F_{add}\, v_0 \qquad \textbf{(95)}$$

3.5.1 Turbine liée

Les calculs de cycles décrits ci-après font appel aux formules établies dans les paragraphes précédents et se réfèrent aux plans définis par la figure suivante :



3.5.1.1 Cycle idéal

Les données nécessaires au calcul du cycle thermodynamique idéal d'une turbine liée sont les suivantes :

— les conditions infini amont : p_0, t_0, Ma_0 ;
— le taux de compression : P_2/P_1 ;
— la température totale entrée turbine : T_3 ;
— le débit d'air : q.

Il convient dans un premier temps de calculer les conditions de pression et température totales dans chaque plan :

Plan 1

$$P_1 = P_{1\,is} = P_{0\,is} = p_0\left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma}\, Ma_0^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

[d'après (51) et (52)]

$$T_1 = t_0\left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma}\, Ma_0^2\right) \qquad \text{[d'après (50)]}$$

Plan 2

$$P_2 = (P_2/P_1)\, P_1$$

$$T_2 = T_{2\,is} = \left(P_2/P_1\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} T_1 \qquad \text{[d'après (28)]}$$

Plan 3

$$P_3 = P_2 \qquad \text{(par hypothèse)}$$

$$T_3 \qquad \text{(donnée)}$$

Plans 4,4 et 5 $P_{4,4} = P_5 = p_0$ (par hypothèse)

$$T_5 = T_{4,4} = T_{4,4\,is} = \left(P_{4,4}/P_3\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} T_3 \quad \text{[d'après (42)]}$$

La richesse idéale en carburant α_{id} est donnée par la formule (81), ou (82) dans le cas du kérosène.

La puissance requise pour entraîner le compresseur s'exprime par :

$$W_c = q(H_2 - H_1) \qquad \text{[d'après (4)]}$$

La puissance fournie par la turbine s'exprime par :

$$W_t = q(1+\alpha_{id})(H_3 - H_{4,4}) \qquad \text{[d'après (5)]}$$

La puissance disponible sur l'arbre est alors :

$$W_m = W_t - W_c = q[(1+\alpha_{id})(H_3 - H_{4,4}) - (H_2 - H_1)] \qquad \textbf{(96)}$$

La consommation horaire s'obtient à partir de la richesse :

$$C_H = 3\,600\, d_{carb} = 3\,600\, \alpha_{id}\, q \qquad \textbf{(97)}$$

La consommation spécifique et le rendement thermique sont alors obtenus par les équations (91) et (92).

3.5.1.2 Cycle réel

Par rapport au calcul du cycle idéal, les données supplémentaires pour calculer le cycle thermodynamique réel sont les suivantes :

— les coefficients de récupération *REA* et de pertes de charge *DPEN* de l'entrée d'air ;
— le rendement du compresseur (isentropique ou polytropique) : $\eta_{c\,is}$ ou $\eta_{c\,p}$;
— le rendement de combustion η_{comb} et la perte de charge dans la chambre de combustion *DPCH* ;
— le rendement de la turbine (isentropique ou polytropique) : $\eta_{t\,is}$ ou $\eta_{t\,p}$;
— la perte de pression totale dans la tuyère *DPDIF* et la contre-pression résiduelle en sortie de tuyère, due à la vitesse d'éjection des gaz ($DPTU = P_5/p_0$) ;
— le rendement mécanique de l'ensemble tournant η_{mec}, intégrant les pertes dues aux roulements de la ligne d'arbre, ainsi que les prélèvements de puissance nécessaires à l'entraînement des différents accessoires du moteur ;
— éventuellement, le rendement mécanique du réducteur de vitesses : η_{red}.

Les conditions totales dans chaque plan se calculent de la façon suivante :

Plan 1

$$T_1 = t_0\left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma}\, Ma_0^2\right) \qquad \text{[d'après (50)]}$$

$$P_1 = [REA\,(P_{1\,is} - p_0) + p_0]\left(1 - \frac{DPEN}{100}\right) \qquad \text{[d'après (75)]}$$

avec

$$P_{1\,is} = p_0\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\, Ma_0^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Plan 2

$$P_2 = (P_2/P_1)\, P_1$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{c\,is}}\left[\left(P_2/P_1\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] \qquad \text{[d'après (26), (29) et (37)]}$$

ou

$$T_2 = T_1\left(P_2/P_1\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma\cdot\eta_{cp}}} \qquad \text{[d'après (26), (34), (36) et (38)]}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Plan 3 $P_3 = P_2\left(1 - \frac{DPCH}{100}\right)$ [d'après (84)]

T_3 (donnée)

Plan 4,4 $P_{4,4} = p_0 \times DPTU / \left(1 - \frac{DPDIF}{100}\right)$ [d'après (89) et (90)]

$$T_{4,4} = T_3 - T_3 \eta_{t\,is}\left[1 - \left(P_3/P_{4,4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right]$$ [d'après (40), (43) et (48)]

ou $$T_{4,4} = T_3\left(P_{4,4}/P_3\right)^{\frac{\eta_{tp}(\gamma-1)}{\gamma}}$$ [d'après (34), (40), (47) et (49)]

Plan 5 $P_5 = DPTU \times p_0$ [d'après (89)]

$T_5 = T_{4,4}$

La section de sortie tuyère S_{tuy} peut alors être calculée par la formule suivante, issue des formules (89), (24) et (23) :

$$S_{tuy} = \frac{q\sqrt{T_5}}{P_5}\sqrt{\frac{r(\gamma-1)}{2\gamma}}\left(P_5/p_0\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}}\left[\left(P_5/p_0\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]^{-1/2} \quad \textbf{(98)}$$

La richesse idéale en carburant est donnée par les formules (81) ou (82) et la richesse réelle s'en déduit par la formule (85).

La puissance requise pour entraîner le compresseur se calcule comme pour le cycle idéal ainsi que la puissance fournie par la turbine.

La puissance disponible sur l'arbre de sortie est alors :

$$W_m = \eta_{red}\left(W_t - \frac{W_c}{\eta_{mec}}\right) \quad \textbf{(99)}$$

Consommations horaire, spécifique et rendement thermique se calculent comme pour le cycle idéal.

■ **Remarque** : en toute rigueur, la prise en compte des prélèvements d'air, effectués en cours de compression, pour assurer les refroidissements internes de la turbine, conduit à des calculs plus complexes. Chaque débit de refroidissement q_r est prélevé avec l'enthalpie H_r, qui se calcule comme H_2 en substituant à p_2 la pression p_r de prélèvement. Par contre, l'enthalpie $H_{4,4}$ à la sortie de la turbine résulte d'un bilan détaillé, qui sort du cadre de cet exposé.

3.5.1.3 Diagramme d'optimisation

Les deux principaux paramètres d'optimisation du cycle thermodynamique sont les rapports de pression et la température à l'entrée de la turbine.

Le choix d'un cycle se fait souvent à partir d'un diagramme où les consommations spécifiques C_s et les puissances spécifiques W_m/q sont tracées en fonction de ces deux paramètres, les autres données du cycle restant fixes.

La figure **23** montre le diagramme d'optimisation d'un cycle idéal. Pour un tel cycle, à rapport de pression donné, la puissance spécifique augmente avec la température entrée turbine, sans variation notable de la consommation spécifique. À température entrée turbine donnée, la consommation spécifique diminue constamment lorsque le rapport de pression augmente (à la limite, lorsque $T_2 = T_3$, la consommation spécifique est minimale et correspond au rendement de Carnot ; mais alors la puissance fournie est nulle puisqu'il n'y a plus d'apport d'énergie).

Pour un cycle réel, dont un diagramme d'optimisation tracé à rendements polytropiques constants est représenté sur la figure **24**, les évolutions sont différentes. On constate, en effet, qu'à rapport de pression donné, une augmentation de température entrée turbine entraîne à la fois une augmentation de puissance spécifique et une diminution de consommation spécifique. Par ailleurs, à température

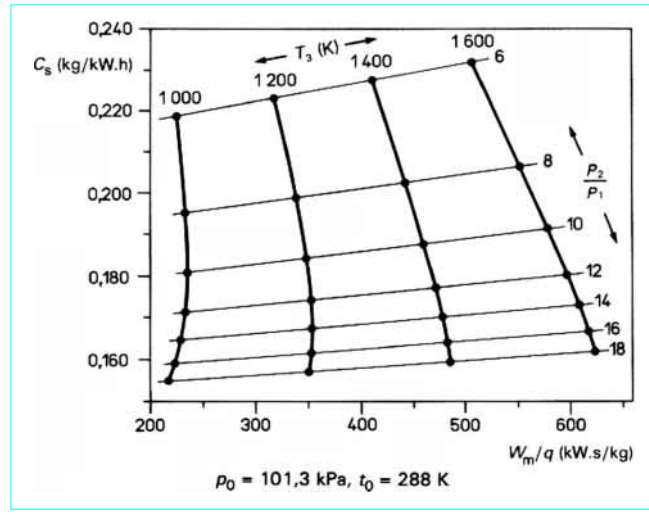


Figure 23 – Turbine liée : diagramme d'optimisation d'un cycle idéal

entrée turbine donnée, la courbe consommation/puissance spécifiques comporte deux extremums en fonction du rapport de pression : un maximum de puissance spécifique, suivi d'un minimum de consommation spécifique. Les taux de compression de ces extremums dépendent du niveau de température entrée turbine et des rendements. Dans l'exemple montré, pour une température entrée turbine de 1 200 K, le maximum de puissance spécifique se situe aux alentours d'un rapport de pression de 9 et le minimum de consommation spécifique se situe aux alentours d'un rapport de pression de 14.

En pratique, la température entrée turbine est fixée à la valeur maximale permise par la technologie adoptée (choix des matériaux, pales refroidies ou non refroidies, etc.), et compte tenu de la durée de vie envisagée pour la turbine à gaz. Le choix du rapport de pression est souvent un compromis entre l'optimum de puissance spécifique et l'optimum de consommation spécifique, compromis qui tient largement compte du fait que la complexité du moteur, donc son coût, augmente avec ce paramètre.

Exemple des caractéristiques du *Makila* 3G, version industrielle à turbines liées, dérivée du turbomoteur aéronautique *Makila* 1A de la société Turbomeca.

La figure **25** précise l'architecture de ce moteur composé d'un compresseur axial à trois étages, d'un compresseur centrifuge, d'une chambre de combustion à injection centrifuge, d'une turbine axiale à trois étages et d'un réducteur de vitesses.

Les principaux éléments du cycle thermodynamique sont les suivants, en conditions standards (p_0 = 101,3 kPa ; t_0 = 288 K) :

débit d'air ..... q = 5,55 kg/s
taux de compression ..... P_2/P_1 = 10
rendement isentropique de compression.... $\eta_{c\,is}$ = 0,785
température entrée turbine ..... T_3 = 1 300 K
taux de détente ..... $P_3/P_{4,4}$ = 8,75
rendement isentropique de détente..... $\eta_{t\,is}$ = 0,90
rendement du réducteur..... η_{red} = 0,98
puissance sur l'arbre ..... W_m = 1 268 kW
consommation horaire ..... C_H = 379 kg/h
consommation spécifique
C_s = 0,299 kg/(kW · h)
rendement thermique..... η_{th} = 0,279
avec vitesse de rotation du générateur ..... N_g = 33 100 tr/min
vitesse de rotation
de la prise de puissance ..... N_{pp} = 6 000 tr/min

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

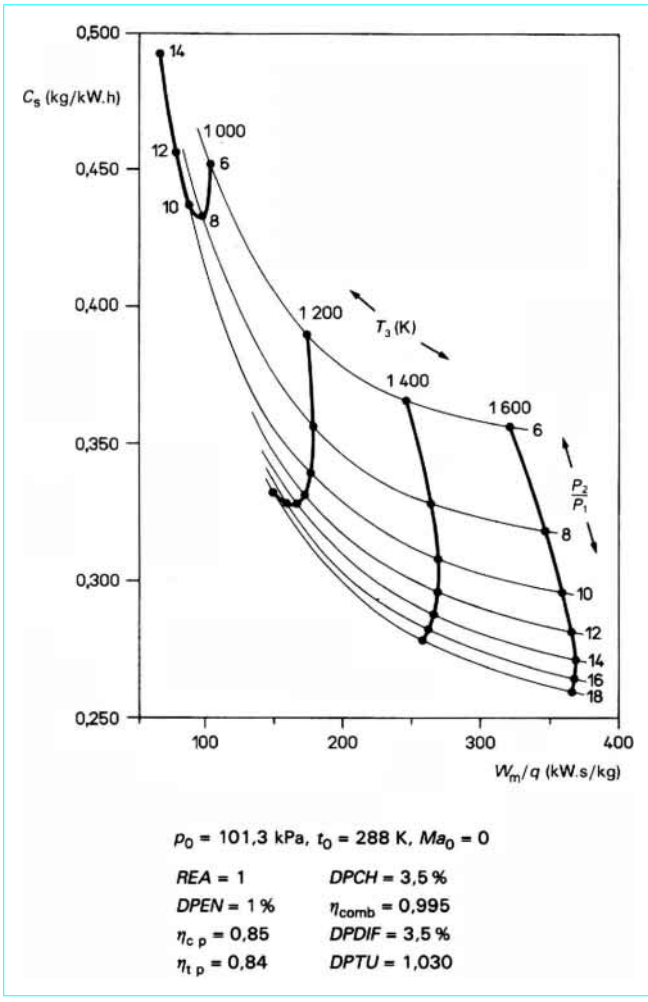
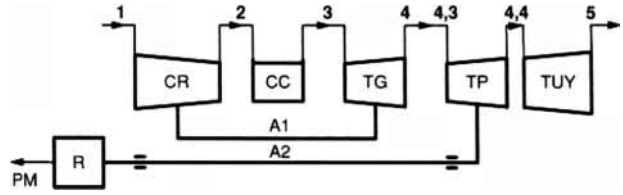


Figure 24 – Turbine liée : diagramme d'optimisation d'un cycle réel

3.5.2 Turbine libre

3.5.2.1 Cycle idéal

Les données nécessaires au calcul du cycle thermodynamique idéal d'une turbine libre sont identiques à celles d'une turbine liée [p_0, t_0, Ma_0, P_2/P_1, T_3 et q (§ 3.5.1.1)].



Le calcul des conditions de pression et température dans les plans 1, 2 et 3 est identique à celui de la turbine liée ; il en est de même pour le calcul de la richesse idéale (§ 3.5.1.1).

Les conditions dans le *plan 4* sont obtenues par la relation exprimant l'équilibre des puissances du compresseur et de la turbine générateur :

$$H_2 - H_1 = (1 + \alpha_{id})(H_3 - H_4) \qquad \textbf{(100)}$$

Cette relation définit T_4 et $T_{4\,is}$ ($T_{4\,is} = T_4$), d'où :

$$P_4 = P_3 \left[\frac{T_{4\,is}}{T_3}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \qquad \text{[d'après (42)]}$$

Plan 4,3

$$P_{4,3} = P_4 \text{ et } T_{4,3} = T_4 \qquad \text{(par hypothèse)}$$

Plan 4,4 et 5

$$P_{4,4} = P_5 = p_0 \qquad \text{(par hypothèse)}$$

$$T_5 = T_{4,4} = T_{4,3}\left(\frac{P_{4,4}}{P_{4,3}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \qquad \text{[d'après (42)]}$$

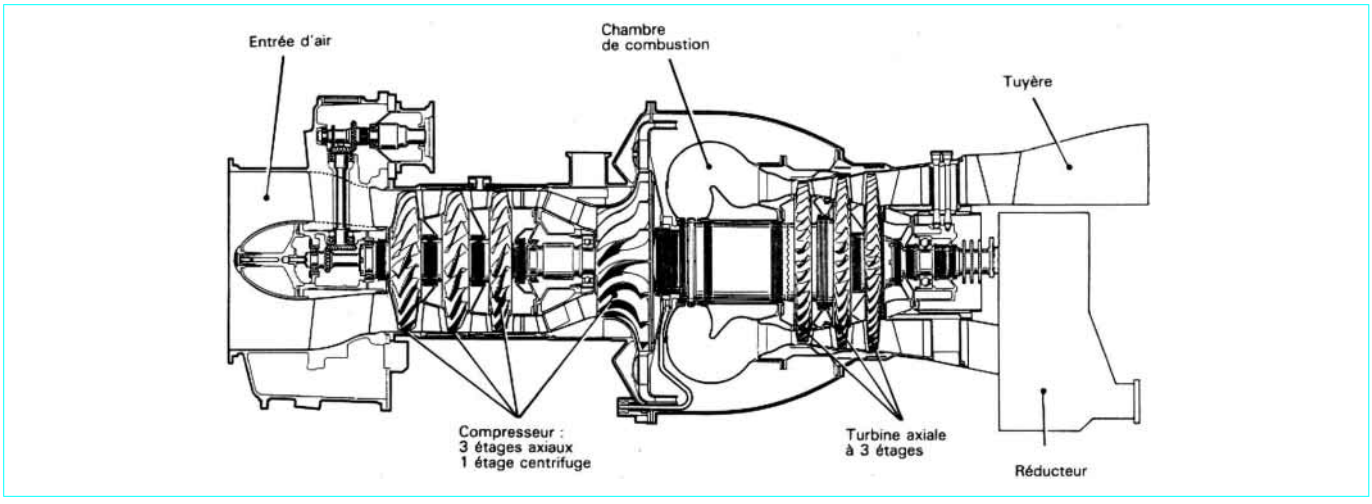


Figure 25 – Turbomoteur à turbine liée Makila 3G (doc. Turboméca)

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

La puissance fournie par la turbine libre, et donc disponible sur l'arbre de sortie, s'exprime par :

$$W_m = q(1 + \alpha_{id})(H_{4,3} - H_{4,4}) \qquad \text{[d'après (5)]}$$

Consommations horaire, spécifique, et rendement thermique sont obtenus comme pour la turbine liée.

3.5.2.2 Cycle réel

Par rapport au cycle idéal et au cycle réel de la turbine liée (§ 3.5.1.2), les données supplémentaires sont :

— le rendement de la turbine générateur (isentropique ou polytropique) : $\eta_{tg\,is}$ ou $\eta_{tg\,p}$;

— le rendement de la turbine libre (isentropique ou polytropique) : $\eta_{tl\,is}$ ou $\eta_{tl\,p}$;

— la perte de pression totale dans le canal interturbines : $\Delta P_{4,3\,;4}$ (%).

Le calcul du cycle est identique à celui d'une turbine liée à l'exception des points suivants :

Plan 4 l'équilibre de puissance du compresseur et de la turbine générateur se traduit par :

$$q_c(H_2 - H_1) = \eta_{mec}\, q_{tg}(1 + \alpha)(H_3 - H_4) \qquad \textbf{(101)}$$

Cette relation définit T_4, d'où P_4 par :

$$P_4 = P_3\left(1 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{tg\,is}\, T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \qquad \text{[d'après (40), (43) et (48)]}$$

Plan 4,3 $T_{4,3} = T_4$

$$P_{4,3} = P_4\left(1 - \frac{\Delta P_{4,3\,;4}}{100}\right)$$

Plans 4,4 et 5 les pressions et températures dans ces plans ainsi que la section de sortie tuyère se calculent comme pour la turbine liée, à condition de remplacer T_3 par $T_{4,3}$ et $\eta_{t\,is}$ par $\eta_{tl\,is}$.

La puissance disponible sur l'arbre de sortie s'exprime par :

$$W_m = \eta_{red}\, q_{tl}(1 + \alpha)(H_{4,3} - H_{4,4})$$

3.5.2.3 Diagramme d'optimisation

Au point nominal, le résultat du calcul d'un cycle d'une turbine libre est équivalent à celui du calcul d'un cycle d'une turbine liée, la différence n'intervenant qu'au niveau des performances hors adaptation : les diagrammes d'optimisation sont donc identiques à ceux des figures **23** et **24**.

Exemple des caractéristiques du turbomoteur aéronautique TM 333, développé par la société Turboméca.

La figure **26** précise l'architecture de ce moteur, composé d'un compresseur axial à deux étages, d'un compresseur centrifuge, d'une chambre de combustion à flux inversé, d'une turbine générateur monoétage, d'une turbine libre monoétage et d'un réducteur de vitesses situé à l'avant du moteur.

Les principaux éléments du cycle thermodynamique sont les suivants, en conditions standards (p_0 = 101,3 kPa ; t_0 = 288 K) :

débit d'air ..... q = 3,03 kg/s
taux de compression ..... P_2/P_1 = 11
rendement isentropique de compression. $\eta_{c\,is}$ = 0,783
température entrée turbine ..... T_3 = 1 350 K
taux de détente turbine générateur ..... P_3/P_4 = 3,58
rendement isentropique de détente de la turbine générateur ..... $\eta_{tg\,is}$ = 0,847
perte de pression totale dans le canal inter-turbines ..... $\Delta P_{4\,;4,3}$ = 2,5 %
taux de détente turbine libre ..... $P_{4,3}/P_{4,4}$ = 2,70
rendement isentropique de détente de la turbine libre ..... $\eta_{tl\,is}$ = 0,878
rendement du réducteur ..... η_{red} = 0,98
puissance sur l'arbre de sortie ..... W_m = 705 kW
consommation horaire ..... C_H = 217 kg/h
consommation spécifique ..... C_s = 0,308 kg/(kW · h)
rendement thermique ..... η_{th} = 0,271

avec vitesse de rotation du générateur de gaz N_g = 45 000 tr/min
vitesse de rotation de la turbine libre ..... N_{tl} = 37 500 tr/min
vitesse de rotation de la prise de puissance ..... N_{pp} = 6 000 tr/min

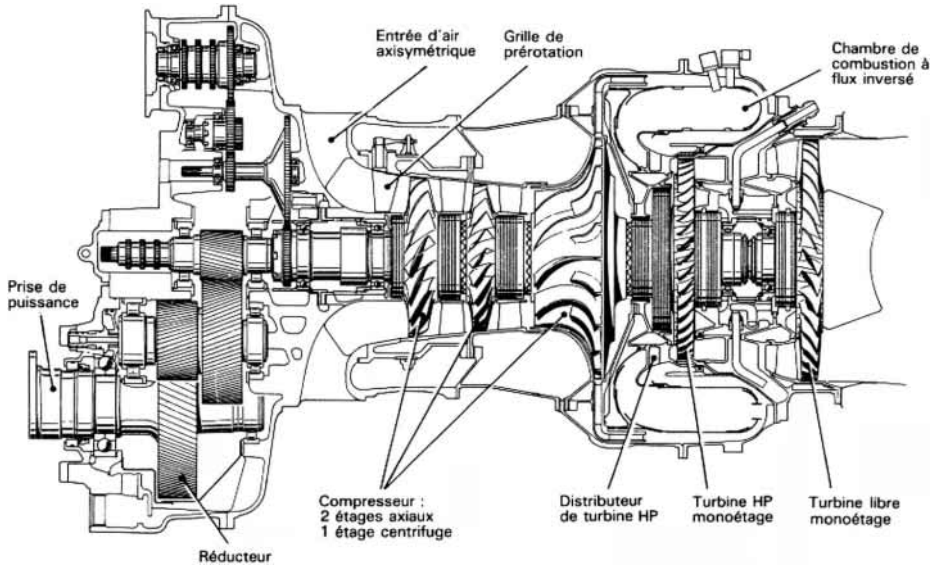
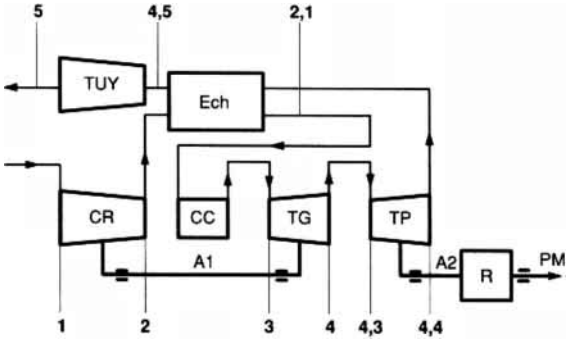


Figure 26 – Turbomoteur à turbine libre TM 333 (doc. Turboméca)

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.5.3 Turbine à échangeur de chaleur

La dénomination des plans de référence dans le cas d'une turbine libre à échangeur de chaleur est rappelée sur la figure suivante :



3.5.3.1 Cycle idéal

Le calcul de ce cycle est identique à celui d'une turbine libre (§ 3.5.2.1) à l'exception des points suivants :

Plans 2,1 à 4,4 le calcul des conditions dans le plan 2 1 se fait par voie itérative et nécessite une valeur initiale de la température totale sortie turbine libre $T_{4,4}$.

Par définition de l'efficacité de l'échangeur, égale à 1 pour un cycle idéal :

$$EC = \frac{T_{2,1} - T_2}{T_{4,4} - T_2} = 1 \qquad \text{[d'après (55)]}$$

relation qui donne $T_{2,1} = T_{4,4}$.

Par ailleurs :

$$P_{2,1} = P_2 \qquad \text{(par hypothèse)}$$

Les calculs de la richesse idéale et des conditions dans les plans 3 ; 4 ; 4,3 et 4,4 sont identiques à ceux de la turbine libre (§ 3.5.2.1).

La nouvelle valeur de $T_{4,4}$ ainsi obtenue permet de reprendre le calcul des conditions dans le plan 2,1 et ce jusqu'à convergence sur la valeur $T_{4,4}$;

Plans 4,5 et 5 $P_{4,5} = P_5 = p_0$ (par hypothèse)

La température $T_{4,5} = T_5$ s'obtient par l'équation du transfert de chaleur dans l'échangeur, soit :

$$(1 + \alpha_{id})[H_{4,4} - H_{4,5}] = [H_{2,1} - H_2] \qquad \text{[d'après (88)]}$$

3.5.3.2 Cycle réel

Par rapport au cycle réel d'un turbomoteur à turbine libre (§ 3.5.2.2), les données supplémentaires sont :

— l'efficacité de l'échangeur EC ;
— les pertes de pression totale au travers de l'échangeur, ΔP_a (côté air) et ΔP_g (côté gaz).

Le calcul de ce cycle est identique à celui d'une turbine libre à l'exception des points suivants :

Plan 2,1 $$P_{2,1} = P_2\left(1 - \frac{\Delta P_a}{100}\right)$$

La température $T_{2,1}$ se calcule, par voie itérative, à partir d'une valeur initiale de la température des gaz à l'entrée de l'échangeur $T_{4,4}$ et de l'efficacité EC par :

$$T_{2,1} = T_2 + (T_{4,4} - T_2)\, EC$$

Plan 4,4 $$P_{4,4} = \left[p_0 \cdot DPTU \Big/ \left(1 - \frac{DPDIF}{100}\right)\right] \Big/ \left(1 - \frac{\Delta P_g}{100}\right)$$

Le calcul de la température $T_{4,4}$ reste identique à celui de la turbine libre (§ 3.5.2.2) ; il permet de reprendre le calcul au niveau des conditions dans le plan 2,1 et ce jusqu'à convergence (même processus de calcul que pour le cycle idéal).

Plan 4,5 $$P_{4,5} = P_{4,4}\left(1 - \frac{\Delta P_g}{100}\right)$$

La température $T_{4,5}$ s'obtient en écrivant l'équation du transfert thermique dans l'échangeur :

$$q_t(1 + \alpha)(H_{4,4} - H_{4,5}) = q_c(H_{2,1} - H_2) \qquad \text{[d'après (88)]}$$

3.5.3.3 Diagramme d'optimisation

La figure **27** est le diagramme d'optimisation d'un cycle idéal de turbine libre à échangeur.

À rapport de pression donné, une augmentation de la température entrée turbine entraîne à la fois une augmentation de la puissance spécifique et une diminution de la consommation spécifique. À température entrée turbine donnée, à l'inverse de la turbine libre sans échangeur, la consommation spécifique augmente constamment lorsque le rapport de pression croît. Corrélativement, l'augmentation de la puissance spécifique est d'autant plus prononcée que la température entrée turbine est élevée.

La figure **28** est le diagramme d'optimisation d'un cycle réel tracé à rendements polytropiques constants pour une efficacité échangeur prise égale à 0,8.

À rapport de pression donné, on constate encore une augmentation de puissance spécifique et une diminution de consommation spécifique lorsque la température entrée turbine augmente. Par contre, à température entrée turbine constante, la courbe puissance/consommation présente deux extremums en fonction du rapport de pression, d'abord un minimum de consommation spécifique, puis un maximum de puissance spécifique. Les taux de pression de ces extremums dépendent bien sûr du niveau de température entrée turbine, des rendements et de l'efficacité de l'échangeur. Dans l'exemple montré sur la figure **28**, pour une température entrée turbine de 1 400 K, le maximum de puissance spécifique et le minimum de consommation spécifique se situent respectivement au voisinage d'un rapport de pression de 12 et de 8.

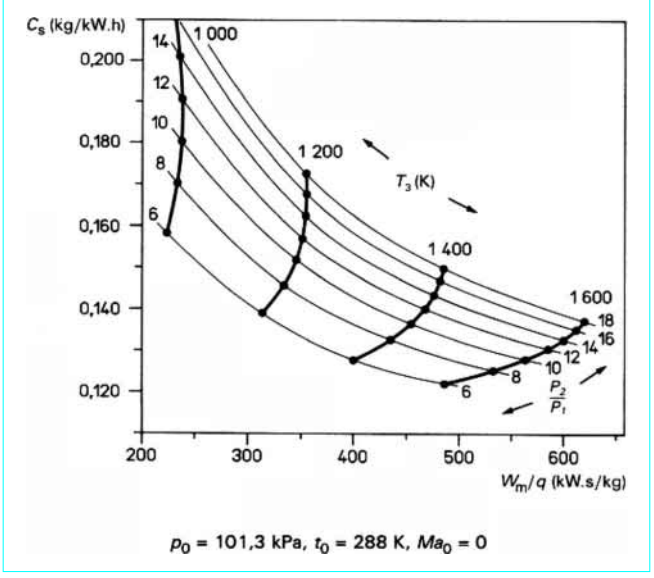


Figure 27 – Turbine libre avec échangeur : diagramme d'optimisation d'un cycle idéal

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

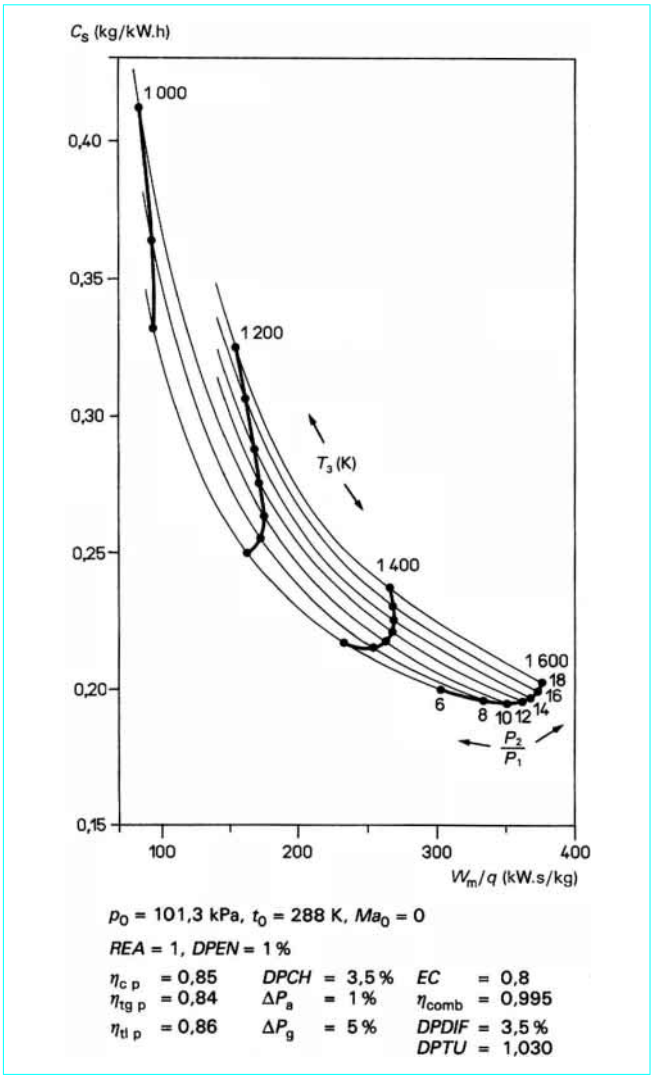


Figure 28 – Turbine libre avec échangeur : diagramme d'optimisation d'un cycle réel

En pratique, la température entrée turbine est fixée à la valeur maximale autorisée à la fois par la technologie des pales de turbine et par la technologie de l'échangeur car la température des gaz à l'entrée de l'échangeur constitue aussi une limitation thermique pour ce type de turbomoteur.

Le choix du rapport de pression résulte la plupart du temps d'un compromis entre le minimum de consommation spécifique et le maximum de puissance spécifique mais, compte tenu de la forme du diagramme d'optimisation, sa valeur sera toujours modérée (entre 8 et 12).

Exemple des caractéristiques de la GT601, turbomoteur à échangeur : ce turbomoteur, qui avait été développé par la société Garrett, pour la motorisation de véhicules blindés, n'est plus en production.

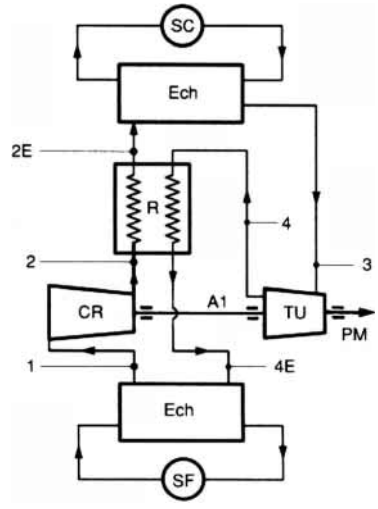
La figure **29** en précise l'architecture : deux étages de compresseur centrifuge, une turbine générateur radiale monoétage, une chambre de combustion à pot unique, une turbine libre à deux étages et un échangeur à plaques.

Une reconstitution du cycle thermodynamique à partir d'éléments publiés donne les valeurs suivantes, en conditions standards (p_0 = 101,3 kPa ; t_0 = 288 K) :

débit d'air ..... q = 2,89 kg/s
rapport de pression ..... P_2/P_1 = 8,37
rendement isentropique de compression ..... $\eta_{c\,is}$ = 0,78
température entrée turbine ..... T_3 = 1 325 K
efficacité de l'échangeur ..... EC = 0,85
puissance sur l'arbre ..... W_m = 566 kW
consommation horaire ..... C_H = 140 kg/h
consommation spécifique ..... C_s = 0,248 kg/(kW · h)
rendement thermique ..... η_{th} = 0,336

3.5.4 Turbomoteur à cycle fermé

Nous nous limiterons à décrire le cycle thermodynamique d'un turbomoteur à cycle fermé et récupérateur de chaleur dont le schéma est représenté ci-dessous avec la numérotation des plans de référence :



3.5.4.1 Cycle idéal

Les données nécessaires au calcul de ce cycle sont :

— les caractéristiques du fluide actif : composition, masse molaire, c_p, r, γ. Ce fluide est en général un gaz ou un mélange de gaz inertes ;

— la pression entrée compresseur P_1, appelée aussi *pression de remplissage* du circuit ;

— la température entrée compresseur T_1, conditionnée par la source froide ;

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

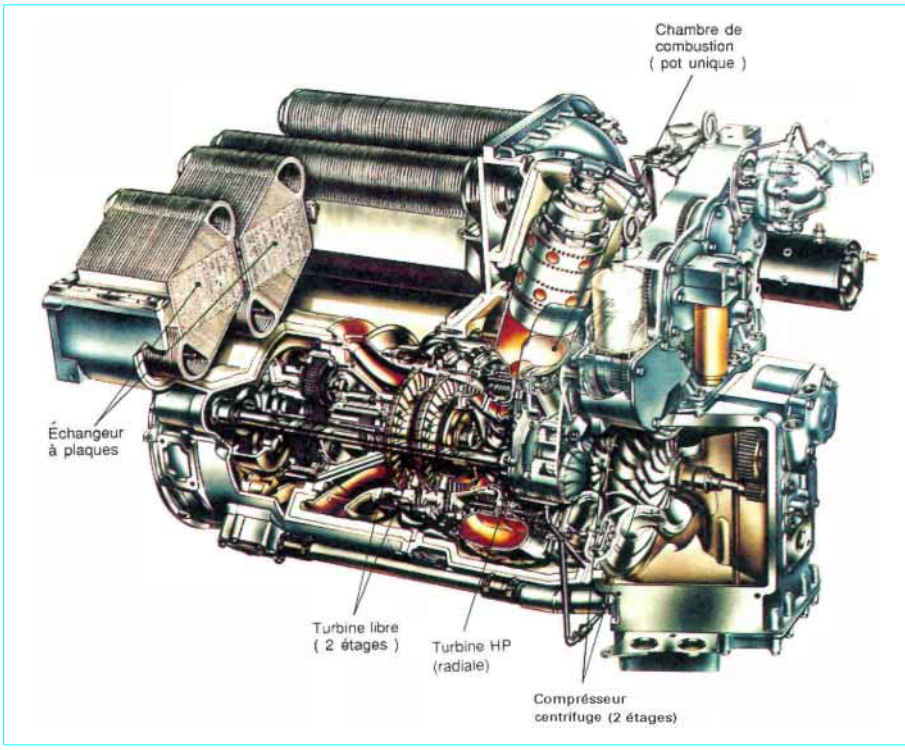


Figure 29 – Turbine libre avec échangeur
(doc. Garrett Turbine Engine Company)

— la température entrée turbine T_3, conditionnée par la source chaude ;
— le débit massique du fluide actif q ;
— le rapport de pression P_2/P_1 du compresseur.

Le calcul du cycle et des conditions de pression et de températures totales se fait de la façon suivante :

Plan 2 $P_2 = (P_2/P_1)P_1$

et $T_2 = T_{2\,is} = \left(P_2/P_1\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} T_1$ [d'après (28)]

Plan 2E $T_{2E} = T_4$ (voir calcul de T_4 ci-après) (récupérateur idéal)

et $P_{2E} = P_2$ (récupérateur idéal)

Plan 3 $P_3 = P_{2E} = P_2$ (par hypothèse)

T_3 (donnée du cycle)

Plan 4 $P_4 = P_{4E} = P_1$ (par hypothèse)

$$T_4 = T_{4\,is} = T_3\left(P_3/P_4\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_3\left(P_2/P_1\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

[d'après (42)]

Nota : si les variations de γ sont négligeables, on obtient :

$$T_4/T_3 = T_1/T_2$$

Plan 4E $P_{4E} = P_1$

La température T_{4E} s'obtient en écrivant l'équation du transfert d'énergie dans le récupérateur, soit :

$$H_{2E} - H_2 = H_4 - H_{4E}$$ [d'après (88)]

et, compte tenu de $H_{2E} = H_4$, $H_{4E} = H_2$ d'où T_{4E}.

La puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur et la puissance fournie par la turbine s'expriment respectivement par :

$$W_c = q(H_2 - H_1)$$
$$W_t = q(H_3 - H_4)$$

La puissance cédée par la source chaude :

$$W_{sc} = q(H_3 - H_{2E}) = q(H_3 - H_4) = W_t$$

La puissance disponible sur la prise de mouvement :

$$W_m = W_t - W_c$$

d'où le rendement thermique du turbomoteur à cycle fermé :

$$\eta_{th} = \frac{W_m}{W_{sc}} = 1 - \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_4} \qquad \textbf{(102)}$$

En négligeant les variations de γ et c_p, on obtient une expression approchée de η_{th} :

$$\eta_{th} \approx 1 - \frac{T_2}{T_3}$$

3.5.4.2 Cycle réel

Par rapport au cycle idéal, les données supplémentaires pour calculer le cycle thermodynamique réel sont les suivantes :

— le rendement compresseur (isentropique ou polytropique) : $\eta_{c\,is}$ ou $\eta_{c\,p}$;
— les pertes de charge du récupérateur : $\Delta P_{2,2E}$ et $\Delta P_{4,4E}$ (en %) ;
— l'efficacité EC du récupérateur ;
— la perte de charge de l'échangeur avec la source chaude : $\Delta P_{2E,3}$ (en %) ;
— la perte de charge de l'échangeur avec la source froide : $\Delta P_{4E,1}$ (en %) ;
— le rendement de la turbine (isentropique ou polytropique) : $\eta_{t\,is}$ ou $\eta_{t\,p}$;
— le rendement mécanique de l'ensemble tournant : η_{mec}.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Les conditions de pression et de température totales dans chaque plan se calculent comme suit :

Plan 2 $P_2 = (P_2/P_1)P_1$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{c\,is}}\left[\left(P_2/P_1\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]$$ [d'après (26), (29) et (37)]

Plan 2E $P_{2E} = P_2\left(1 - \frac{\Delta P_{2,2E}}{100}\right)$

$T_{2E} = T_2 + EC(T_4 - T_2)$ (T_4 calculé ci-après, plan 4)

Plan 3 $P_3 = P_{2E}\left[1 - \frac{\Delta P_{2E,3}}{100}\right]$

$$= P_2\left[1 - \frac{\Delta P_{2,2E}}{100}\right]\left[1 - \frac{\Delta P_{2E,3}}{100}\right]$$

T_3 (donnée du cycle)

Plan 4 $P_4 = P_1/\left(1 - \frac{\Delta P_{4E,1}}{100}\right)\left(1 - \frac{\Delta P_{4,4E}}{100}\right)$

$$T_4 = T_3 - T_3\,\eta_{t\,is}\left[1 - \left(P_3/P_4\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right]$$ [d'après (40), (43) et (48)]

Plan 4E $P_{4E} = P_4\left(1 - \frac{\Delta P_{4,4E}}{100}\right)$

ou $P_{4E} = P_1/\left(1 - \frac{\Delta P_{4E,1}}{100}\right)$

T_{4E} se déduit de $H_{4E} = H_4 - (H_{2E} - H_2)$

La puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur, la puissance fournie par la turbine et la puissance de l'échangeur avec la source chaude W_{sc} se calculent comme au paragraphe 3.5.4.1.

La puissance disponible sur la prise de mouvement s'exprime alors par :

$$W_m = W_t - W_c/\eta_{mec}$$

et le rendement thermique par :

$$\eta_{th} = \frac{W_m}{W_{sc}}$$

3.5.4.3 Optimisation d'un turbomoteur à cycle fermé

Les paramètres d'optimisation d'un turbomoteur à cycle fermé sont nombreux. Il est, en effet, possible d'agir sur la composition du fluide actif, sur la pression de remplissage, la température entrée turbine, la température entrée compresseur et le rapport de pression. De ce fait, l'optimisation d'un tel turbomoteur est relativement complexe et dépend aussi de son application et de l'infrastructure dans laquelle il est intégré. Nous nous bornerons donc, dans le cadre de cet article, à montrer l'influence du rapport de pression sur les caractéristiques du cycle, les autres paramètres restant fixes : la figure **30** met en évidence un maximum de rendement thermique suivi d'un maximum de puissance spécifique lorsque le rapport de pression croît.

3.6 Fonctionnement hors adaptation

Les calculs des cycles thermodynamiques tels que décrits au paragraphe 3.5 ne sont valables qu'en un point de fonctionnement appelé *point nominal*. L'étude du fonctionnement hors adaptation consiste à analyser le comportement du moteur et son cycle thermodynamique en dehors de ce point nominal, dans un état qui peut être obtenu soit par variation de la vitesse de rotation ou de la température entrée turbine, soit par variation des conditions d'alimentation du turbomoteur (pression et température d'entrée).

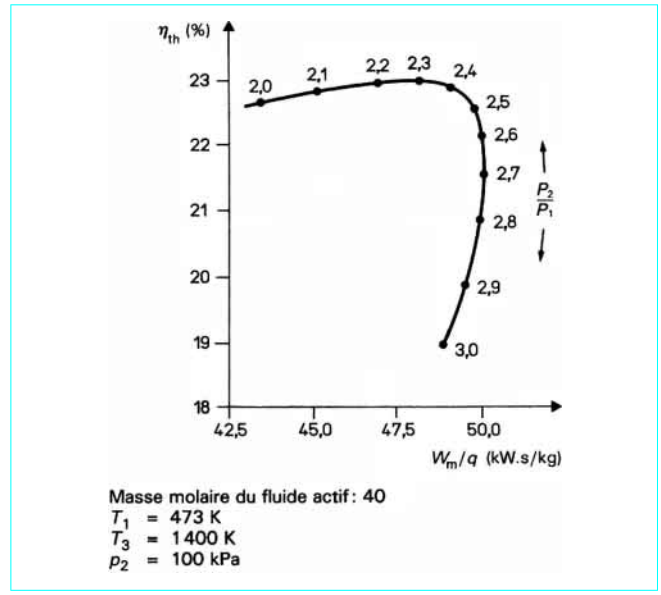


Figure 30 – Turbomoteur à cycle fermé : influence du rapport de pression

Le calcul du cycle thermodynamique au point nominal conduit au dimensionnement de chaque composant et finalement de la machine. Les principaux composants (compresseur, turbine, chambre de combustion, échangeurs de chaleur, etc.) sont définis physiquement et thermodynamiquement ; en particulier, les diagrammes du compresseur et de la turbine, indispensables aux calculs des performances hors adaptation, peuvent être estimés.

3.6.1 Diagrammes du compresseur et de la turbine

3.6.1.1 Diagrammes du compresseur

Ce diagramme représente, pour chaque vitesse de rotation, l'évolution du rapport de pression en fonction du débit. Pour chaque vitesse de rotation, la caractéristique débit/pression est bornée par un débit minimal dit *de décrochage* (ou de pompage) et par un débit maximal dit *de blocage* (§ 3.4.2.4). La courbe qui relie les points correspondant au point de décrochage ou de pompage de chaque isovitesse est appelée la **ligne de pompage** du compresseur.

Pour que ce diagramme soit indépendant des conditions d'alimentation, on utilise des variables réduites :

— pour le débit :

$$q\,\frac{101\,325}{P_1}\sqrt{\frac{T_1}{288{,}15}}$$

ou

$$\frac{q\sqrt{T_1}}{P_1}$$

— pour les vitesses :

$$\frac{u}{\sqrt{T_1}} \quad \text{ou} \quad N\sqrt{\frac{288{,}15}{T_1}}$$

ou encore

$$\frac{100\,N}{N_{nom}}\sqrt{\frac{288{,}15}{T_1}}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Le diagramme du compresseur traduit bien le fait que les caractéristiques de cet organe ne sont fonction que de deux variables réduites indépendantes.

La figure 31 donne un exemple où l'on a représenté, pour chaque vitesse de rotation, l'évolution du rendement en fonction du rapport de pression (ou du débit dans d'autres cas de représentation). Les courbes d'isorendement sont souvent tracées sur les caractéristiques débit/pression, de même que la ligne des maximums de rendement correspondant chacun à une valeur donnée de la vitesse réduite.

3.6.1.2 Diagrammes de la turbine

Le fonctionnement d'une turbine est caractérisé par :

— son taux de détente ;
— sa vitesse de rotation réduite ;
— son débit réduit ;
— son rendement ;
— l'angle que fait l'écoulement absolu en sortie de la dernière roue mobile, par rapport à l'axe de la machine (souvent appelé *giration*).

Comme pour les compresseurs, les caractéristiques des turbines ne sont fonction que de deux variables réduites indépendantes.

Ces caractéristiques, hors point nominal, sont souvent représentées par les trois diagrammes de la figure 32 qui indiquent respectivement les variations :

— du rendement en fonction du taux de détente pour chaque vitesse réduite, $N/\sqrt{T_3}$ ou $100(N/\sqrt{T_3})/(N/\sqrt{T_{3\text{nom}}})$;

— de la giration en fonction du taux de détente pour chaque vitesse réduite ;

— du débit réduit en fonction du taux de détente pour chaque vitesse réduite. Ce dernier diagramme montre – et ceci est général – qu'à partir d'une certaine valeur du taux de détente le débit réduit devient constant ; le régime d'écoulement est alors bloqué car il correspond à un écoulement sonique, en général au niveau du col du distributeur du premier étage de la turbine.

3.6.2 Fonctionnement d'une turbine liée

3.6.2.1 Lignes de fonctionnement dans le diagramme du compresseur

Le fonctionnement d'une turbine liée est régi par le fait que dans la majeure partie de son domaine l'écoulement dans la turbine est bloqué.

Dans ces conditions, le débit réduit entrée turbine $\dfrac{q_3\sqrt{T_3}}{P_3}$ est constant et proportionnel à la section de passage du col du distributeur $S_{3\,\text{col}}$ (les caractéristiques de la turbine ne dépendent plus que d'un seul paramètre réduit).

On peut alors écrire, en première approximation :

$$\frac{q\sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{q_3\sqrt{T_3}}{P_3} \cdot \frac{P_3}{P_1} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \qquad \textbf{(103)}$$

soit

$$\frac{q\sqrt{T_1}}{P_1} = k\, S_{3\text{col}} \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} \cdot \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(104)}$$

avec k coefficient de proportionnalité.

Cette dernière expression établit que, dans le diagramme du compresseur, les lignes iso T_3/T_1 sont des droites passant par l'origine.

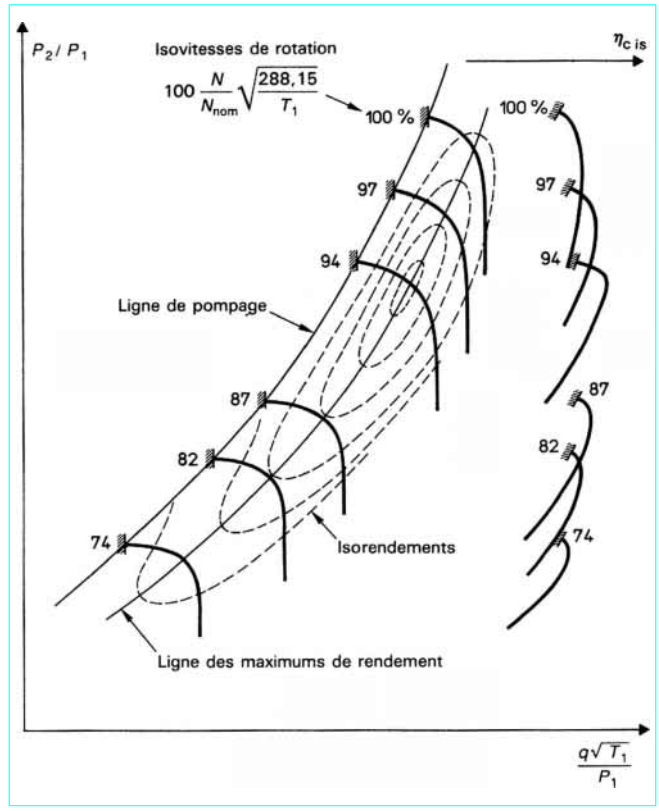


Figure 31 – Diagramme du compresseur

La figure 33 montre que, dans un diagramme de compresseur, chaque point d'une isovitesse correspond à une valeur de T_3/T_1 donc à une valeur de T_3, pour T_1 fixé.

Par ailleurs et pour la plupart des cas (turbomoteurs d'hélicoptères et turboalternateurs), les turbines liées fonctionnent, par le biais du régulateur, à vitesse de rotation N constante. Si, en outre, la température d'entrée T_1 est aussi constante, le point de fonctionnement décrira dans le diagramme du compresseur une isovitesse réduite et cela du débit de blocage vers le débit de pompage au fur et à mesure que T_3, donc la puissance augmentent.

L'adaptation du turbomoteur est une opération que le constructeur effectue lors de la conception puis de la mise au point, et qui consiste à ajuster les sections de passage des distributeurs des turbines, en utilisant la relation (104), pour positionner au mieux le point de puissance maximale par rapport au point de pompage. Si ce point de fonctionnement extrême est trop près du point de pompage, la machine sera exposée à des risques de déclenchement du pompage tout à fait inacceptables pour la sécurité des vols et nuisibles à la fiabilité et à la durée de vie du moteur. Si, au contraire, le point de fonctionnement extrême est trop éloigné du point de pompage, les performances (puissances et consommations de carburant) seront fortement dégradées à cause de la détérioration du cycle thermodynamique due à une baisse du taux de compression et du rendement du compresseur.

3.6.2.2 Représentation des performances

À partir du débit réduit entrée turbine déterminé par le calcul du cycle thermodynamique au point de base, on peut calculer, en chaque point du diagramme du compresseur, la température entrée turbine T_3 et en déduire les performances : puissance, consommation, etc.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

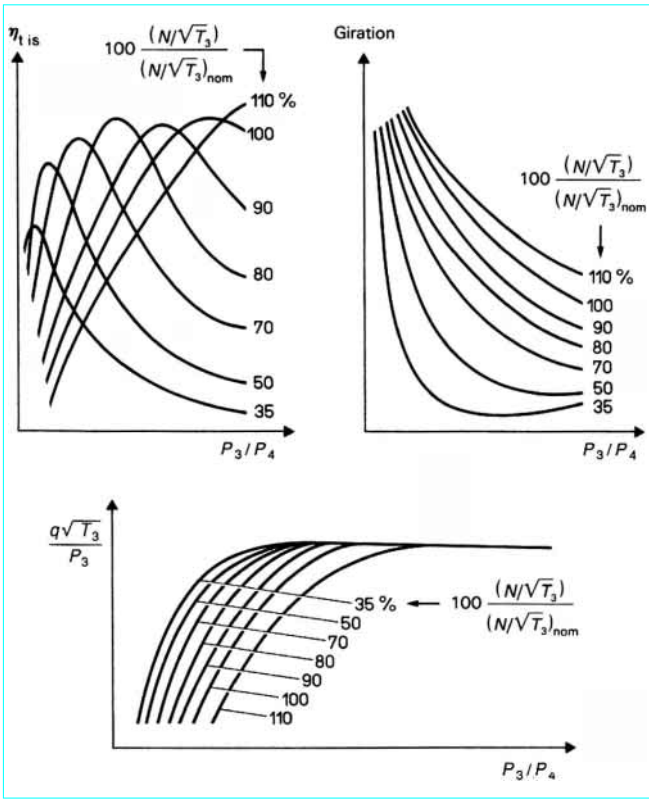


Figure 32 – Diagrammes de la turbine

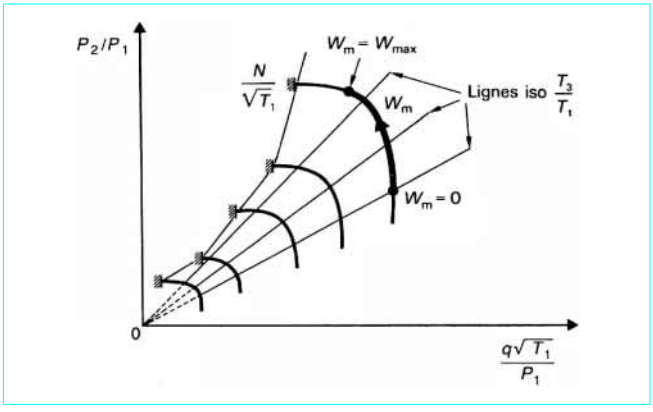


Figure 33 – Lignes de fonctionnement d'une turbine liée

Dans la pratique, le calcul des performances hors adaptation se fait par itération sur le débit réduit turbine à partir des conditions d'alimentation (P_1, T_1), d'une vitesse de rotation N et d'une valeur de T_3, comme schématisé sur la figure **34**.

Ce calcul permet d'établir un diagramme, en coordonnées réduites, qui caractérise la turbine liée sur le plan de ses performances. Établi pour des conditions privilégiées de température et de pression d'alimentation, la plupart du temps en norme aéronautique ISA (T_1 = 288,15 K et P_1 = 101 325 Pa), ce diagramme relie

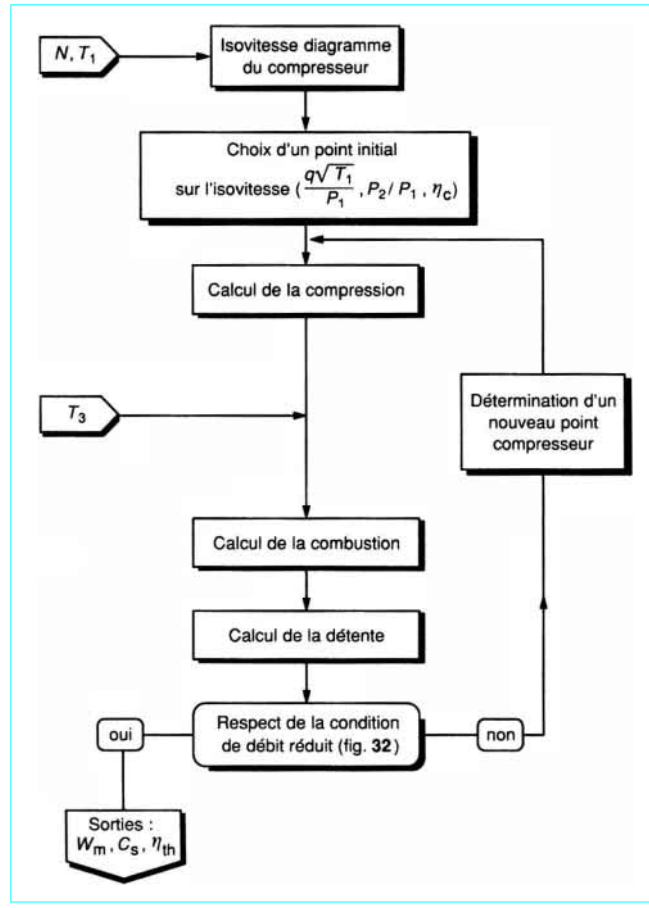


Figure 34 – Turbine liée : principe du calcul des performances hors adaptation

puissances et consommations à la vitesse de rotation et à la température entrée turbine. Un exemple type de ce diagramme est représenté sur la figure **35**. Il permet, à l'aide des coordonnées réduites, de reconstituer avec une bonne approximation, les performances d'une turbine liée en fonction des conditions d'alimentation (T_1, P_1), de la vitesse de rotation N, et du niveau thermique T_3. Enfin, un turbomoteur est aussi souvent caractérisé par sa courbe de consommation spécifique en fonction de la puissance, courbe tirée de la figure **35** pour le régime réduit nominal (figure **39*b***).

En réalité, les variables réduites utilisées couramment ne tiennent compte ni des variations des caractéristiques des fluides (c_p, γ) avec les températures et la richesse de gaz, ni de l'influence du nombre de Reynolds qui déforme les caractéristiques compresseur et turbine en fonction des niveaux de température et de pression. Ce dernier effet, qui résulte des lois fondamentales du frottement, se traduit en particulier par une lente dégradation des caractéristiques réduites du compresseur lorsque sa pression d'alimentation diminue, ce qui se produit en altitude pour les machines aéronautiques. Les programmes de calcul des performances tiennent compte de ces effets secondaires et, pour plus de précision, les caractéristiques de puissance et de consommation sont présentées en fonction des conditions réelles d'alimentation (T_1 et P_1).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.6.2.3 Influence des conditions ambiantes

Comme dans la plupart des cas, la turbine liée fonctionne à vitesse de rotation N constante, les régimes maximaux (décollage ou régime maximal continu, par exemple) sont alors complètement définis par leur niveau thermique T_3, également constant.

Pour un régime donné (N et T_3), des diagrammes fournissent donc la puissance et la consommation horaire en fonction de T_1 et P_1 (ou T_1 et altitude en aéronautique). La figure **36** donne un exemple de diagrammes pour le régime de décollage d'une turbine liée aéronautique.

En général, la perte de puissance en fonction de la température ambiante est de l'ordre de 0,8 à 1 % par degré centigrade (c'est le *lapse rate* des Anglo-Saxons) ; à température donnée, la puissance en première approximation est proportionnelle à la pression ambiante, si on néglige l'effet du nombre de Reynolds.

3.6.3 Fonctionnement d'une turbine libre

3.6.3.1 Ligne de fonctionnement dans le diagramme du compresseur

Le fonctionnement d'une turbine libre est régi par le fait que dans la majeure partie de ce fonctionnement les écoulements dans la turbine générateur et la turbine libre sont en régime bloqué. Les débits réduits entrée turbines $\frac{q_3\sqrt{T_3}}{P_3}$ et $\frac{q_4\sqrt{T_4}}{P_4}$ sont donc proportionnels aux sections de passage des cols des distributeurs S_{3col} et S_{4col}, ce qui s'exprime en première approximation par :

$$\sqrt{\frac{T_3}{T_4}} \cdot \frac{P_4}{P_3} = k\,\frac{S_{3cool}}{S_{4cool}} \qquad \textbf{(105)}$$

avec k coefficient de proportionnalité.

Cette relation supplémentaire évite la variance des caractéristiques de la turbine générateur et cet organe fonctionne en permanence à un régime thermodynamique unique, défini par ses paramètres habituels : P_3/P_4, η_{tg}, T_3/T_4, etc.

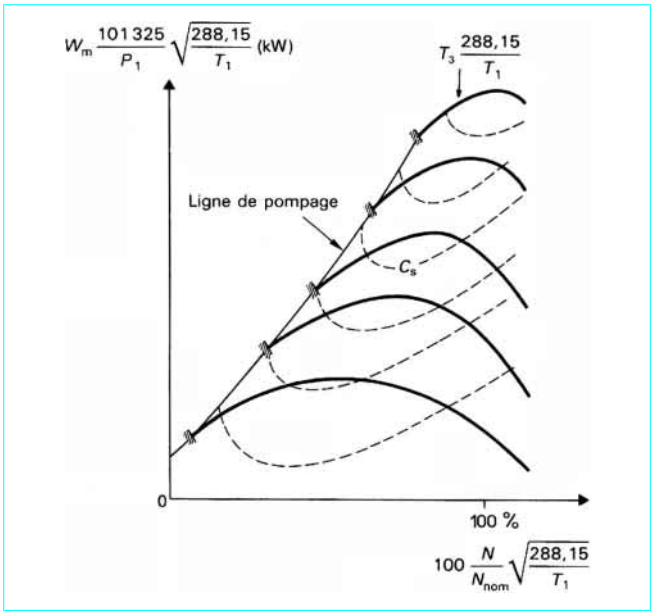


Figure 35 – Turbine liée : diagramme des performances

En particulier :

$$\frac{T_3 - T_4}{T_3} = Cte \qquad \textbf{(106)}$$

Cette dernière expression, combinée à l'équilibre des puissances compresseur et turbine générateur, permet de démontrer que, sur chaque isovitesse du diagramme compresseur, il existe un point unique de fonctionnement associé à une valeur unique de température entrée turbine T_3.

Si la vitesse de rotation de la turbine libre est maintenue constante, les variations de puissance s'obtiennent par variation des températures T_3 (grâce à une action sur les débits de carburant), entraînant une variation de N_g, vitesse de rotation du générateur de gaz. La figure **37** montre que le point de fonctionnement dans le diagramme du compresseur décrit alors une ligne unique appelée *ligne de fonctionnement*.

Adapter le turbomoteur consistera à ajuster les sections de passage des distributeurs des deux turbines, pour positionner correctement la ligne de fonctionnement et pour modifier la relation (T_3, N_g) sur cette ligne.

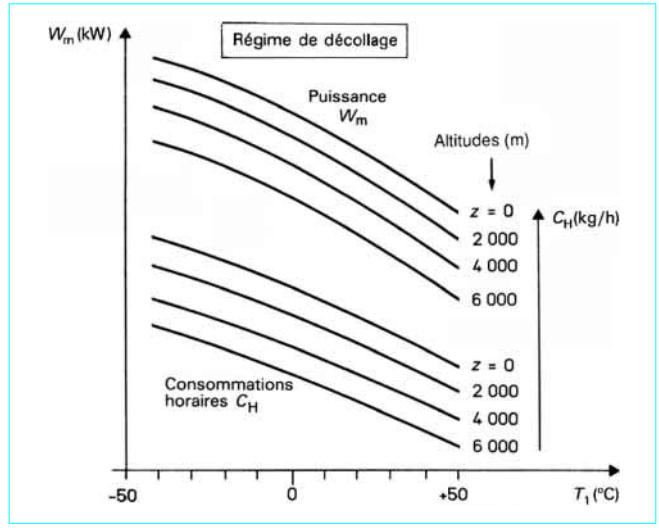


Figure 36 – Influence des conditions ambiantes sur les performances

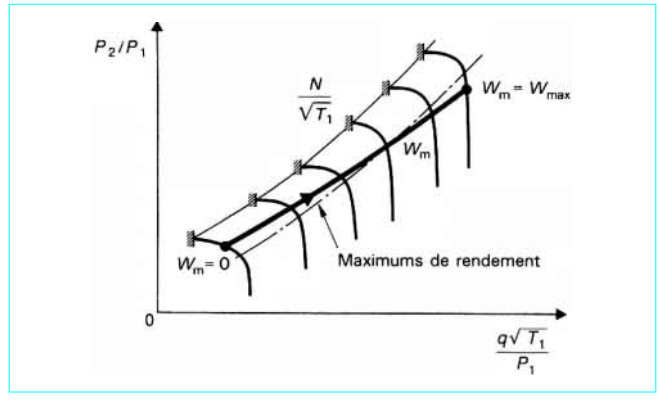


Figure 37 – Ligne de fonctionnement d'une turbine libre

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.6.3.2 Représentation des performances

Une fois connue l'adaptation du turbomoteur, il est facile d'en déduire la puissance délivrée par la turbine libre et, par la suite, les performances complètes du moteur.

Dans la pratique, le calcul des performances hors adaptation se fait par itérations sur le débit réduit de la turbine générateur et sur le débit réduit de la turbine libre, à partir des conditions d'alimentation et de la vitesse de rotation du générateur de gaz comme le schématise la figure **38**.

Ce calcul permet alors de tracer, en coordonnées réduites, l'évolution du débit d'air, du rapport de pression, de la température T_3, de la puissance et de la consommation en fonction de la vitesse de rotation du générateur de gaz et ce pour une vitesse donnée de la turbine libre. Ce diagramme, représenté sur la figure **39*a***, caractérise en fait les performances du turbomoteur et de son générateur de gaz pour la vitesse de rotation nominale de la turbine de puissance. La courbe de consommation spécifique en fonction de la puissance, représentée su la figure **39*b***, est plus favorable à puissance partielle que dans le cas d'une turbine liée. Enfin, l'influence de la vitesse de rotation de la turbine libre est représentée sur le diagramme de la figure **39*c***, en fonction de la vitesse du générateur de gaz.

3.6.3.3 Influence des conditions ambiantes

Les conditions d'alimentation (P_1, T_1) influent de façon tout à fait analogue sur les performances des turbines libres et des turbines liées (§ 3.6.2.3).

3.6.4 Fonctionnement d'un turbomoteur à cycle fermé

Le fonctionnement d'un turbomoteur à cycle fermé est décrit de façon analogue à celui d'une turbine liée (§ 3.6.2) : il est, en effet, aussi conditionné par un régime d'écoulement bloqué au niveau de la turbine.

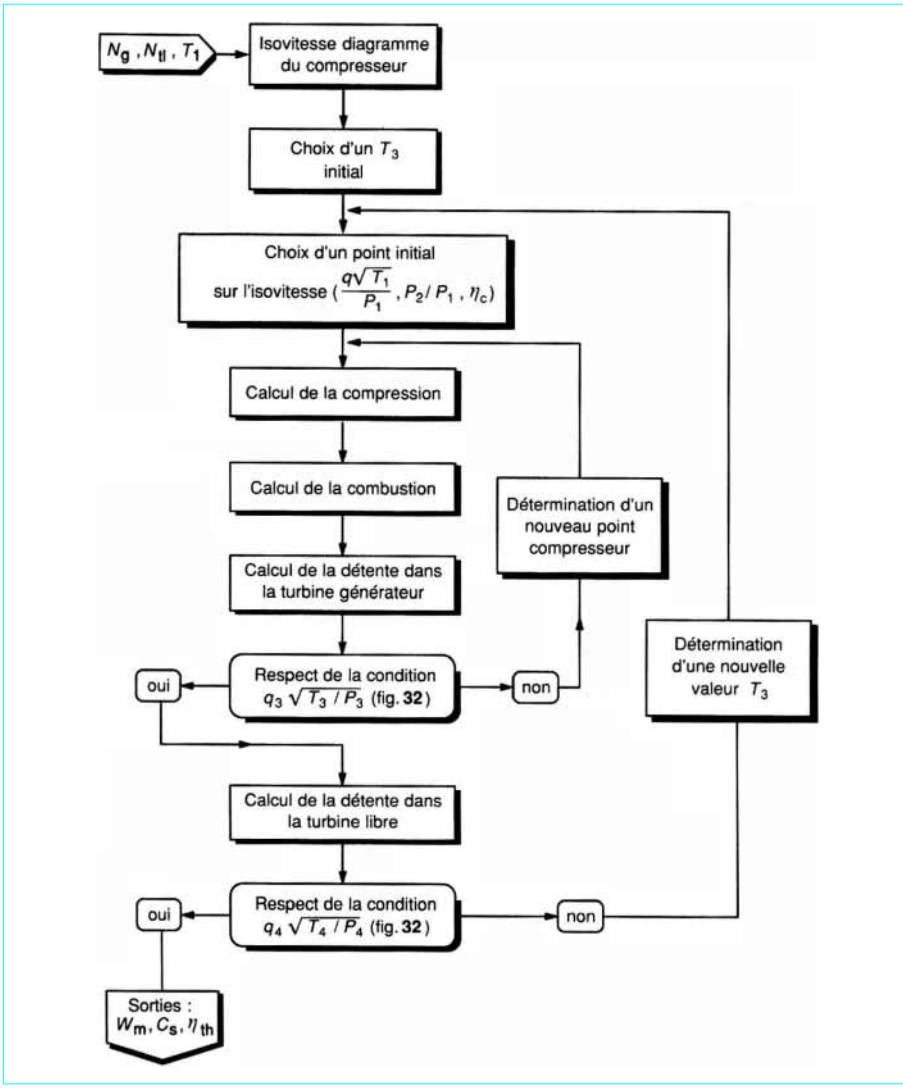


Figure 38 – Turbine libre : principe du calcul des performances hors adaptation

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

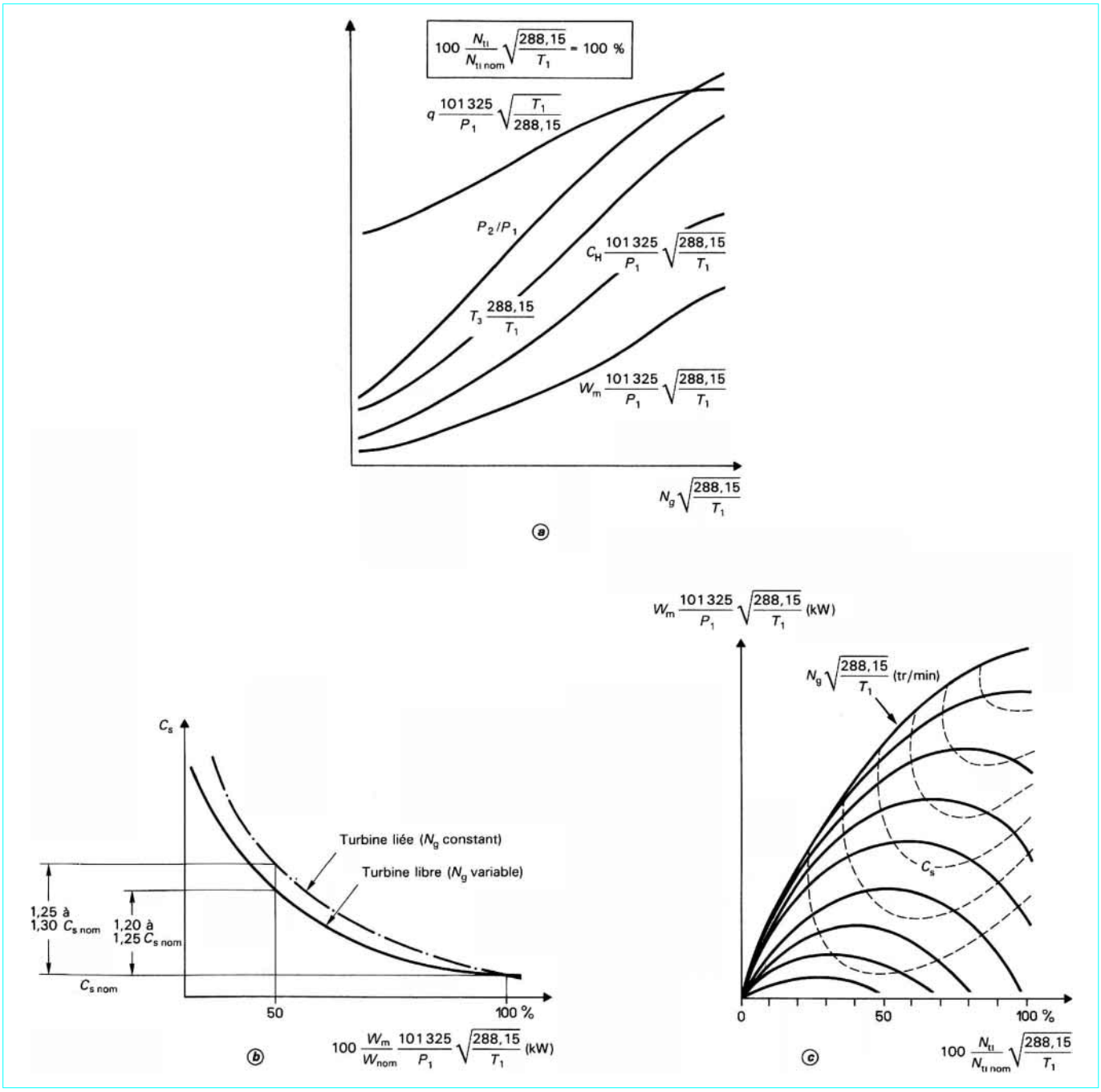


Figure 39 – Turbine libre : performances générales

En dehors du point nominal, les performances peuvent varier en fonction du rapport T_3/T_1 des températures de sortie des sources chaude et froide. Chaque valeur T_3/T_1 est aussi représentée par une droite unique dans le diagramme du compresseur. Les performances peuvent également varier en fonction de la vitesse de rotation dans la limite de l'excursion autorisée par la limite de pompage du compresseur. Rappelons encore qu'à $N/\sqrt{T_1}$ et T_3/T_1 donnés, il est aussi possible de faire varier la puissance d'un turbomoteur à cycle fermé, proportionnellement à la pression de remplissage P_1 du circuit. La figure **40** donne un exemple de diagramme de performances d'un tel turbomoteur.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

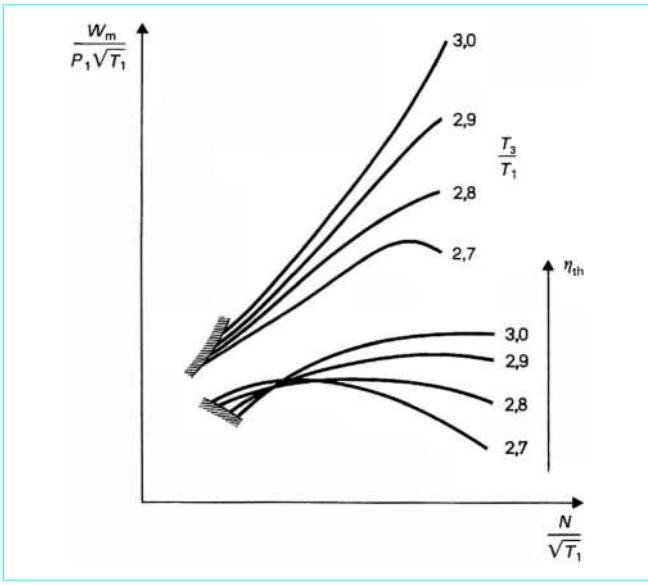


Figure 40 – Turbomoteur à cycle fermé : diagramme des performances

3.6.5 Dossier performances

Comme son nom l'indique, ce dossier a pour but de fournir à l'utilisateur les performances et les caractéristiques complètes d'un turbomoteur (puissances, consommations horaire et spécifique, rendement thermique, débits d'air, températures des gaz d'échappement, températures des gaz en sortie de la turbine générateur, etc).

Ces performances sont limitées à la fois par le domaine de fonctionnement qui fixe une altitude maximale et des températures ambiantes extrêmes, et des facteurs propres à la turbine à gaz. Ces derniers sont généralement de deux types :

— les **limites thermiques** : chaque régime d'utilisation (maximum continu, décollage, régimes d'urgence, etc.) doit respecter une limite d'origine thermique définie soit par une vitesse de rotation du générateur de gaz, soit par une valeur de température entrée ou sortie de la turbine générateur ;

— les **limites mécaniques**, qui peuvent être différentes pour un régime d'utilisation normal et pour un régime d'urgence, s'expriment soit sous la forme d'un couple maximal sur l'arbre de puissance, soit par une limite de débit carburant qui entraîne une constance approximative de la puissance pour des conditions d'alimentation variables et qui est, de ce fait, souvent utilisée pour limiter la puissance délivrée.

Matériellement le dossier de performances peut se présenter soit sous forme de courbes, comme l'illustre la figure **41** pour un régime donné, soit sous forme de tableaux numériques, soit encore (et c'est la tendance actuelle) sous forme d'un programme informatique (le *customer deck*) qui fournit tous les renseignements sur le moteur y compris les limitations précitées.

3.7 Éléments de choix d'un turbomoteur

3.7.1 Applications aéronautiques

3.7.1.1 Propulsion des hélicoptères

La puissance nominale d'un turbomoteur décroît rapidement lorsque la température ambiante augmente (ce qui exprime le *lapse rate* en terminologie anglo-saxonne) ; cette diminution de puissance est de l'ordre de 1 % par degré à TET (Température Entrée Turbine) constante, et l'utilisateur devra en tenir compte dans l'estimation de

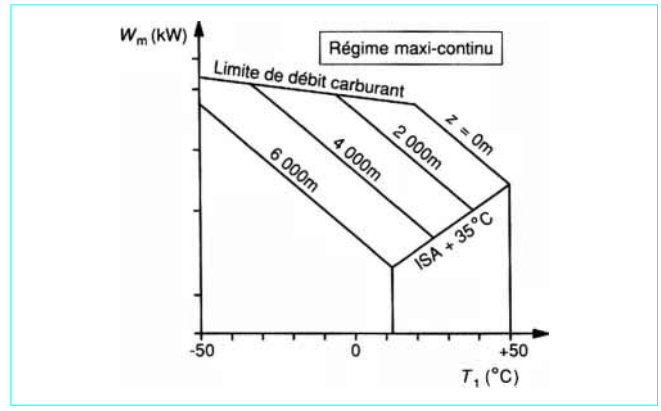


Figure 41 – Dossier performances : courbe de puissance

ses besoins. Pour réduire l'importance de ce phénomène, certains constructeurs adoptent une régulation et un dimensionnement des parties chaudes qui permettent une augmentation de la TET aux fortes températures ambiantes : le *lapse rate* peut ainsi être ramené aux environs de 0,5 % de perte de puissance par degré de température, valeur analogue à celle des moteurs alternatifs.

Un autre élément de choix réside dans l'**examen des régimes extrêmes de puissance** (*PMU* et *PSU*) sur les hélicoptères bimoteurs.

— La *PMU* (Puissance Maximale d'Urgence), appelée aussi *régime 2 min 30*, est un régime utilisable en cas de panne de l'autre moteur et limité dans le temps (en général 2 min 30 s). Il permet, selon les cas, de disposer d'une surpuissance de l'ordre de 10 % par rapport à la puissance de décollage.

— La *PSU* (Puissance de Super Urgence), ou *régime 30 s*, utilisable une ou deux fois seulement, peut permettre de sortir d'une situation périlleuse en disposant d'une surpuissance encore plus élevée que pour la *PMU* (de l'ordre de 15 à 20 %). Mais, après utilisation de ce régime, le moteur devra être renvoyé en usine pour révision et remise en état.

La **consommation spécifique de carburant** est aussi un paramètre important dans le choix d'un turbomoteur. C'est toujours une fonction décroissante de la puissance, à la différence des moteurs alternatifs. Il faudra donc non seulement considérer sa valeur au régime nominal, mais aussi aux régimes intermédiaires (vers 50 % de la puissance nominale) : une courbe de C_s dite *plate* garantit, en effet, une bonne adaptation des éléments du moteur, ainsi que leurs qualités intrinsèques.

■ *D'autres questions se posent : quel type de turbomoteur est le plus favorable à l'installation ?* Pour des puissances installées faibles à modérées (400 à 600 kW), en formule monomoteur, on préférera la turbine liée à la turbine libre : plus simple, plus légère et moins encombrante. Par contre, elle nécessite pour son démarrage un embrayage et une roue libre, organes qui, aux fortes puissances, deviennent prohibitifs en volume et en masse, et de surcroît difficiles à mettre au point.

■ *Mono ou multimoteurs ?* Si la sécurité est accrue avec l'utilisation de plusieurs moteurs, par contre les coûts (achat, utilisation et maintenance) seront plus élevés. Il s'agit d'un choix difficile à faire mais, pour des puissances installées au-delà de 500 à 700 kW, la tendance actuelle est à l'utilisation de bimoteurs comportant des turbines libres ; en cas de panne d'un moteur, le moteur restant permet des surpuissances plus importantes aux régimes de PMU et PSU qu'avec une turbine liée.

Quels que soient le type et le nombre de moteurs retenus, l'intégration à la cellule nécessite différents choix. Citons les plus importants qui touchent :

— la position des entrées d'air, des sorties de gaz, du réducteur de vitesses et de la prise de puissance du moteur ;

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

— les entrées d'air de l'hélicoptère : seront-elles statiques ou dynamiques (performances meilleures, mais plus grandes hétérogénéités du flux incident) ? L'installation de filtres antisable (optionnels ou intégrés au turbomoteur) ou de séparateurs de particules est-elle nécessaire, possible, prévue ? De même, en ce qui concerne la protection contre l'ingestion de corps étrangers et débris divers (grilles). Enfin, ces entrées d'air doivent-elles être antigivrées, dégivrées, insonorisées ? ;

— les sorties de gaz : ont-elles une géométrie qui évite les interférences du jet avec la structure de la cellule et le rotor de queue ? ;

— la compatibilité, vitesse et sens de rotation de la prise de puissance, entre cellule et moteur, en général 6 000 tr/min lorsqu'il y a un réducteur et dans la gamme 15 000/25 000 tr/min pour un accouplement direct à la boîte de transmission principale de l'hélicoptère.

L'étude de tous les points concernant l'installation doit se faire en étroite collaboration entre hélicoptériste et motoriste pour aboutir à la définition du GTM (Groupe TurboMoteur), appelé encore *moteur installé*.

Pour la **mise en œuvre**, il est essentiel de s'assurer que le *domaine de vol* du moteur couvre bien les besoins de l'utilisateur : il est représenté par un diagramme définissant les limitations de fonctionnement du moteur en termes d'altitudes et de Mach de vol, pour différentes atmosphères types (standard, tropicale, polaire). De même, les carburants et lubrifiants utilisables (en fonctionnement normal et en secours) et leurs conditions d'alimentation (pressions, températures, pureté) sont à préciser. Sont également à connaître les prélèvements d'air comprimé possibles (conditionnement de la cabine) avec leur impact sur les performances, ainsi que les prises de puissance auxiliaires (entraînement d'accessoires : alternateur, pompe hydraulique, etc.), avec leurs caractéristiques (vitesses et sens de rotation, couples maximaux) et de la même manière leur influence sur les performances. On doit aussi examiner si le fonctionnement au point fixe par vent de travers ou vent arrière ne crée pas de problèmes pour le moteur (surchauffes locales, décrochages ou pompages du compresseur) qui peuvent être la conséquence de réingestion de gaz d'échappement et/ou de distorsions du flux d'entrée et cela jusqu'à quelle vitesse de vent. Il faudra, enfin, préciser les conditions de démarrage du ou des moteurs, sans oublier les cas extrêmes, en particulier par temps froid. Au chapitre des nuisances, on devra aussi connaître la signature acoustique du GTM (au décollage, au survol et en approche) et le taux de rejet des polluants (NO_x, CO, fumées) pour les différents régimes utilisés. Pour les applications militaires, on prendra aussi en considération la signature infrarouge du moteur installé.

En ce qui concerne les aspects économiques, il est nécessaire, au-delà du coût d'acquisition du moteur, de porter une attention toute particulière à la **maintenance**. Les entretiens périodiques seront bien définis tant à court terme (pleins, visites des filtres, du moteur) qu'à long terme (révisions générales). À ce point de vue, il ne faut pas oublier les points de visite endoscopique sur le moteur. La connaissance du temps de fonctionnement entre révisions générales (TBO = *Time Between Overhaul* pour les Anglo-Saxons) et du temps moyen entre ruptures (MTBF = *Mean Time Between Failures*) est importante. Mais il faudra surtout connaître les coûts et durées d'immobilisation des révisions générales. Certains constructeurs offrent un coût forfaitaire à l'heure de fonctionnement. Ce coût peut être modulé en fonction de l'utilisation (plus ou moins éprouvante pour le moteur) et de l'utilisateur (selon la qualité de la maintenance effectuée). La notion de TBO perd cependant de son importance si le moteur est de conception modulaire, c'est-à-dire séparable plus ou moins facilement en plusieurs sous-ensembles, interchangeables, appelés *modules*, chaque module (par exemple : générateur de gaz, turbine libre, boîtier d'accessoires, etc.) bénéficiant de sa propre maintenance. Cette conception réduit le temps d'immobilisation du moteur et son retour en usine (il n'y a plus de révision générale du moteur complet, mais seulement des modules), mais impose à l'utilisateur une gestion précise des différents modules et de leur approvisionnement. La modularité s'avère d'autant plus intéressante pour l'utilisateur que sa flotte de moteurs est importante.

3.7.1.2 Propulsion des avions

C'est sous la forme de turbopropulseur que les turbomoteurs sont utilisés à la propulsion des avions à hélice. Dans cette application, la plupart des éléments de choix d'une machine sont les mêmes que ceux examinés au paragraphe précédent pour la propulsion des hélicoptères. Cependant, certaines spécificités sont à développer.

Sur le plan des **performances**, la notion de *lapse rate* est remplacée par celle de *flat-rating* qui consiste à présenter un moteur dont la puissance de décollage est indépendante de la température ambiante jusqu'à une limite maximale de 30/35 °C voire 40 °C.

En fait, le constructeur écrête la puissance excédentaire que pourrait fournir le moteur par temps froid, dite *puissance thermique*, ce qui permet de ne dimensionner le réducteur d'hélice que pour la puissance mécanique déclarée. Le réducteur d'hélice est, en effet, un organe important en masse et volume puisqu'il doit ramener la vitesse de rotation du turbomoteur à celle de l'hélice (1 500 à 2 500 tr/min), et que s'y ajoutent encore des organes annexes (radiateur, réservoir d'huile). Le *flat-rating* permet donc un gain de volume et de masse non négligeable (de 10 à 15 %).

Pour pallier les inconvénients de la chute de puissance aux températures élevées dépassant la limite du *flat-rating*, certains turbopropulseurs sont équipés d'un dispositif d'augmentation de la puissance par l'injection d'eau ou plus précisément d'un mélange eau/méthanol (§ 3.1.1). Compte tenu de ses contraintes (réservoir et fluides supplémentaires, poids mort en cas de non-utilisation), ce procédé, relativement peu répandu, est réservé aux utilisations en atmosphère tropicale.

Comme pour les turbomoteurs d'hélicoptères, les turbopropulseurs assurent des régimes bien définis : régime de décollage, de montée, de croisière maximale en utilisation normale, et des régimes d'urgence pour les applications bimoteurs, utilisables exceptionnellement en cas de panne de l'autre moteur : *PMU* (limitée à 2 min 30 s), puissance maximale continue (limitée à 30 min ou illimitée) permettant de terminer la montée ou le vol sur un seul moteur.

En matière de performances, l'utilisateur devra connaître, pour tous les cas de vol et de régimes moteur, la valeur de la poussée résiduelle des gaz d'échappement du turbopropulseur. À cet égard une trop forte poussée est néfaste au rendement propulsif (§ 3.4.6), mais à l'inverse une poussée négative joue le rôle d'une traînée supplémentaire. Un bon compromis consiste à dimensionner la tuyère pour obtenir une poussée résiduelle tout juste positive en vol de croisière minimum.

Enfin, c'est dans la zone des 70 à 100 % de puissance nominale que la courbe des consommations spécifiques d'un turbopropulseur devra être optimisée.

Sur le plan de l'**installation**, la notion de GTM est remplacée par celle de GTP (Groupe TurboPropulseur), ou nacelle propulsive comprenant le moteur, l'hélice et son réducteur, et les capotages. L'intégration de l'hélice au moteur est en général du domaine du motoriste mais là encore les choix se feront en étroite collaboration avec l'avionneur (hélice tractive ou propulsive, garde au sol, au fuselage, régulation, etc.).

En ce qui concerne la conduite des turbopropulseurs, si l'hélice à pas variable est toujours du type à *vitesse constante* (*constant speed*), deux systèmes couramment utilisés sont en concurrence : commande de pas d'hélice et régulation de puissance ou commande de puissance (en fait le pilote agit sur une manette de débit de carburant) et régulation du pas. Le choix est plutôt du domaine de l'utilisateur, représenté par l'avionneur.

La mise en œuvre, les nuisances et les aspects économiques sont analogues à ceux des turbomoteurs d'hélicoptères traités au paragraphe précédent.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.7.2 Applications terrestres

3.7.2.1 Fonctionnement à poste fixe

Dans ce type d'applications et pour des utilisations très variées, le turbomoteur a été choisi en priorité pour sa souplesse d'emploi, sa fiabilité élevée et sa facilité de maintenance face à ses concurrents traditionnels : turbines à vapeur et moteurs diesels. Les principales installations concernent les centrales électriques de pointe (en association à des turbines à vapeur pour les plus grosses installations), les groupes électrogènes de secours, les centrales à énergie totale (utilisation d'énergie électrique, calorifique et pneumatique), la fourniture de vent et d'énergie électrique pour les usines métallurgiques (carburants gazeux), les turbopompes pour l'industrie pétrolière (gazéoducs, oléoducs).

Du point de vue des performances, on peut schématiquement considérer deux types de fonctionnement, selon les besoins de l'utilisation :

— un fonctionnement à régime quasi constant, ce qui confère une grande importance à l'optimisation du cycle pour ce régime, sans oublier de considérer le *lapse rate* si les températures d'alimentation en fluide actif sont très variables ;

— une utilisation à des régimes très variés, comme pour les applications aéronautiques, ce qui donne un poids décisif à l'évolution de la consommation spécifique en fonction de la puissance.

Les problèmes d'installation, de mise en œuvre, de maintenance et de nuisances acoustiques sont fondamentalement les mêmes que pour les applications aéronautiques, mais avec la facilité de disposer, dans un ensemble à poste fixe, de l'espace disponible autour du moteur et de la quasi-disparition de spécifications de masse maximale.

Par contre, si le turbomoteur s'accommode très bien des carburants gazeux, la nécessité de brûler dans une même machine différents types de carburants et/ou de répondre à des normes sévères sur les polluants conduira souvent à des configurations particulières de la combustion (chambres multicarburants, chambres à pot séparé, injection d'eau ou de vapeur).

3.7.2.2 Traction ferroviaire et routière

Dans ce genre d'applications, on retrouve les spécifications de masse et d'encombrement, auxquelles s'ajoutent les problèmes de freinage. La formule adoptée couramment est la *turbine libre* qui s'accommode très bien des grandes variations de vitesse de rotation de l'arbre de puissance.

Pour la traction routière, le difficile problème du freinage, dû à l'absence de frein moteur, est résolu par l'adoption d'un distributeur de turbine libre à calage variable qui crée un couple résistant au moment voulu et qui permet en même temps de contrôler le couple moteur en donnant ainsi une courbe puissances/consommation très *plate*. Les premières réalisations d'envergure sont américaines et concernent la propulsion des chars de combat (moteur AGT 1500 de Lycoming) ainsi que des camions (moteurs GT 601 de Garrett).

Des développements se poursuivent aussi pour la traction automobile, mais la nécessité de recourir à des matériaux coûteux rend très difficile la compétition avec les moteurs à pistons.

Il faut aussi garder à l'esprit qu'une transmission électrique permettrait de s'accommoder d'une turbine liée qui entraînerait, à régime constant, un alternateur.

Pour la traction ferroviaire, le problème du freinage a été résolu en utilisant sur une motrice un turboalternateur qui alimente par voie électrique les moteurs de traction montés sur les boggies. C'est la France qui est actuellement la plus avancée en ce domaine avec les turbotrains de la SNCF (moteurs TURMO III F, TURMO XII et MAKILA de Turboméca), exportés à l'étranger, notamment aux États-Unis. Là encore, la compétition est rude avec le *tout électrique*. Les problèmes techniques sont maintenant bien résolus pour les deux types de propulsion. De l'évolution des coûts respectifs des énergies pétrolière et électrique, dans chaque pays, dépendront les choix à venir.

3.7.3 Groupes Auxiliaires de puissance (GAP)

Les GAP, appelés aussi APU selon la terminologie anglo-saxonne (*Auxiliary Power Unit*), sont soumis à des contraintes analogues à celles décrites ci-dessus. Cependant, un certain nombre de particularités sont à citer selon qu'il s'agit d'un groupe embarqué ou non.

■ **GAP embarqué** : il s'agit des groupes embarqués sur avions ou gros hélicoptères ayant pour fonction de fournir à la fois l'air comprimé et l'énergie électrique lorsque l'aéronef est au sol, moteurs principaux arrêtés.

Du point de vue des performances, un GAP embarqué est centré sur deux points typiques de fonctionnement :

— le conditionnement cabine par temps chaud (de l'ordre de 40 °C), pour lequel le GAP fournit de l'air comprimé à un groupe de conditionnement qui régule la température et la pression cabine, et de la puissance électrique *via* un alternateur ;

— le démarrage des moteurs principaux qui, en même temps que la puissance électrique, nécessite le maximum d'air comprimé disponible pour entraîner un démarreur à air.

Par ailleurs, un GAP doit avoir la capacité de démarrer très rapidement en altitude en cas de panne d'un des moteurs principaux, ce qui constitue un critère de dimensionnement de la chambre de combustion.

En ce qui concerne son installation dans l'aéronef, le GAP est soumis à de sévères contraintes :

— d'encombrement, car il est la plupart du temps logé dans la queue de l'appareil où lui est alloué un espace souvent très restreint :

— de masse, car sa position arrière lui donne une influence très importante sur le centrage de l'appareil ;

— de nuisance, car les spécifications de bruit qui lui sont demandées nécessitent des traitements acoustiques de l'entrée d'air et de l'échappement souvent sophistiqués.

En pratique, sur les hélicoptères et les petits aéronefs (moins de 100 places), on utilise principalement des *GAP à prélèvement*, dans lesquels l'air comprimé est directement prélevé sur son compresseur.

Sur les aéronefs gros et moyens (plus de 100 places), on rencontre surtout des *GAP à compresseur de charge*, composés d'un compresseur entraîné par le générateur de puissance, qui est en règle générale une turbine liée, cette dernière étant préférée pour la stabilité de la vitesse de rotation garantie d'une fréquence électrique constante.

■ **Groupes de sol** : il s'agit de groupes montés sur des chariots ou remorques mobiles utilisés le plus souvent pour assurer le démarrage des réacteurs d'avions militaires non équipés de GAP.

Les critères de choix sont très voisins de ceux utilisés pour les groupes embarqués (performances par temps chaud) ; par contre, les contraintes d'encombrement et de masse sont bien moins sévères.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique